



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

HENRI VAUTO
DIESELMOOTTORIN MUUTTUVA VENTTIILIEN AJOITUS

Diplomityö

Tarkastaja: professori Asko Ellman
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Teknisten tieteiden tiedekunnan
kokouksessa 29. Marraskuuta 2017

TIIVISTELMÄ

HENRI VAUTO: Dieselmoottorin muuttuva venttiilien ajoitus

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 56 sivua, 6 liitesivua

Marraskuu 2018

Konetekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma

Pääaine: Koneensuunnittelu ja tuotekehitys

Tarkastaja: professori Asko Ellman

Avainsanat: ajoitusmuunnin, venttiiliajoitus, konseptointi

Työssä perehdytään dieselmoottoriin soveltuvien venttiiliajoitusta muuttavien järjestelmien kartoittamiseen ja sellaisen järjestelmän konseptointiin. Työssä läpikäydään 4-tah-tisen polttomoottorin toiminta ja tutustutaan sen venttiilikoneiston rakenteeseen. Käsitel-lään venttiilien ajoituksen vaikutukset yleisesti polttomoottorikäytössä ja perehdytään muuttuvan venttiilien ajoituksen hyötyihin ja merkitykseen dieselmoottorikäytön kan-nalta. Esitellään venttiilien muuttuvan toiminnan mahdollistavien järjestelmien toiminta-periaatteita ja tehdään konseptisuunnittelua varten raja- ja muuttuvaan venttiilien ajoituksen mahdollistaviin järjestelmiin. Järjestelmien toimintaperiaatteita arvioidaan asiakasnäkökulmasta ja arvioidaan laatutyökalun avulla, millainen järjestelmätyyppi so-veltuu perussuunnittelultaan valmiiseen työkoneen nopeakäyntiseen 4-tahtiseen diesel-moottoriin. Arviointitulosten pohjalta konseptoidaan kyseiseen moottoriin soveltuva ajoi-tusmuunnin.

Henkilöautojen kipinäsytytteisissä moottoreissa käytetään laajalti muuttuvaa venttiilien toimintaa tehon ja hyötysuhteen parantamiseksi. Vastaavien järjestelmien käyttöä on nähty vähemmän dieselmoottoreissa niin henkilöautojen kuin raskaan kaluston ja työko-neiden keskuudessa. Tiukentuvien päästö määräysten vuoksi ja suorituskyvyn paranta-miseksi myös työkonemoottoreiden kehityksessä on kiinnostusta tutkia muuttuvan vent-tiilien toiminnan vaikutuksia.

Työssä kävi ilmi, että muuttuvalla venttiilien ajoituksella dieselmoottorikäytössä voidaan saada tiettyjä etuja kaasunvaihdon kannalta ja pakokaasupäästöjen pienentämiseen välil-lisesti ja suoraan. On huomioitava, että muuttuva venttiilien ajoitus on vain yksi osa pa-kokaasupäästöjen hallinnassa ja sillä voidaan täydentää esimerkiksi ahdinkäytön ja jälki-käsittelylaitteiston toimintaa.

Nokka-akselin ajoituksen muuttamiseen konseptoidaan ajoitusmuunnin. Konseptille teh-dään iteraatiokierroksia rakenteen tilavarauksen optimoinnin ja rakenteen yksinkertaista-misen takia. Konseptirakenne osoittautui mahdolliseksi toteuttaa tilavaraukseltaan ahtaa-seen ympäristöön ja sen toimivuus perustellaan vääntömomentin tuoton laskemisella. Moottorin tuottama öljynpaine ja tilavuusvirta todetaan riittävän nokka-akselin ajoituk-sen säätöön. Konseptin jatkokehittäminen vaatii tarkemman materiaalmäärittelyn, väsy-mistarkastelua, FEM-laskentaa, prototyypin testaamista ja käyttötilanteiden simulointia rakenteen optimoimiseksi.

ABSTRACT

HENRI VAUTO: Variable valve timing in a diesel engine

Tampere University of Technology

Master of Science Thesis, 56 pages, 6 Appendix pages

November 2018

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

Major: Machine design and product development

Examiner: Professor Asko Ellman

Keywords: cam phaser, valve timing, concept design

The thesis focuses on studying of the variable valve timing systems that are suitable for the diesel engine and on the concept design of such a system. Thesis involves the operation of a four-stroke internal combustion engine and studying the structure of its valve mechanism. The effects of the valve timing are explained in generally and the benefits of the variable valve timing in the diesel engine use is sort out. Operating principles of the variable valve actuation systems are presented and the concept design will be limited to the systems that affects only in the valve timing. The operating principles of the systems are evaluated from a customer perspective and are assessed by using a quality tool to find suitable system type for a four-stroke non-road diesel engine. Variable valve timing device for the concept design is selected by the evaluation results.

Spark-ignited engines for passenger cars are commonly using variable valve timing to improve power, efficiency and lower the emissions. The use of similar systems has been seen less in diesel engines that are used in passenger cars, heavy-duty equipment and non-road vehicles. Due to tightening of emission regulations and need to improve performance also in the non-road vehicle engine development, there is interest to examine the effects of the variable valve actuation.

The work introduces that variable valve timing in diesel engine use can provide certain advantages in terms of gas exchange and reduce exhaust emissions directly and indirectly. It should be noted that variable valve timing is only one part in the control of exhaust emissions and it can supplement the use of the turbo and exhaust aftertreatment systems.

A cam phaser is concept designed to change the timing of the camshaft. Iteration cycles are made for the concept to achieve optimal space usage and to simplify the structure. The concept design proved to be possible to fit in a tight engine space and its functionality was justified by the amount of torque that it can produce. The oil pressure and the oil flowrate generated by the engine are confirmed to be enough to cam phaser usage. To develop concept further, it requires more specific material definition, fatigue analysis, FEM computation, prototype testing and simulation.

ALKUSANAT

Tämän diplomityön aiheen on antanut dieselmoottorivalmistaja Agco Power. Diplomityöni toteuttamista on helpottanut Agco Powerilta saatu tuki työn edetessä ja työn kannalta saadut tarpeelliset ohjelmistot. Kiitos työni ohjaajalle Sami Frosterukselle sekä asiantuntevista neuvoista Kalle Aholalle ja Marko Vallinmäelle. Kiitokset kuuluvat myös Pekka Roivaselle, saamastani mahdollisuudesta suorittaa tämä työ. Kiitos myös Tampereen teknillisen yliopiston professori Asko Ellmanille neuvoista ja työni tarkastamisesta.

Erityisesti kiitän vaimoani Tainaa ja myös vanhempiani saamastani tuesta ja kannustamisesta opiskelujeni varrella.

Viialassa, 8.10.2018

Henri Vauto

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
2.	MUUTTUVA-AJOITUKSINEN VENTTIILIKONEISTO	2
2.1	Nelitahtisen dieselmoottorin kaasunvaihto ja venttiilikoneisto	2
2.2	Venttiilikoneiston rakenne	4
2.3	Venttiilien ajoitus	9
2.3.1	Pakovernttiilien aukeaminen	9
2.3.2	Pakovernttiilien sulkeutuminen	10
2.3.3	Imuvernttiilien aukeaminen	10
2.3.4	Imuvernttiilien sulkeutuminen	10
2.4	Muuttuvan venttiiliajoituksen merkitys dieselmoottorissa	11
2.4.1	Raakapäästöjen hallinta	11
2.4.2	Päästöjen jälkikäsittelyn toiminnan tehostaminen	13
2.4.3	Suorituskyvyn optimointi	14
2.5	Muuttuva venttiilien toiminta	15
2.6	Venttiilien ajoituksen muuttaminen nokka-akselikäyttöisessä moottorissa	16
2.6.1	Nokka-akselin vaihekulman muuttaminen	17
2.6.2	Venttiilin nostoprofiilin erotus nokkaprofiilista	21
2.6.3	Nokka-akselin imu- ja pakonokkaprofiilien välisen vaihekulman muuttaminen	23
2.7	Muuttuvan venttiilien toiminnan muut toteutustavat	24
2.7.1	Nokkaprofiilin vaihtaminen	24
2.7.2	Joutoliikkeellä toteutetut mekanismit	25
2.7.3	Nokka-akselittomat järjestelmät	27
3.	AJOITUSMUUNTIMEN KONSEPTOINTI	28
3.1	Soveltuvat ajoitusmuuntimet	28
3.1.1	Vaadittavat ominaisuudet	29
3.1.2	Arviointi	31
3.2	Moottorirakenteen asettamat reunaehdot	34
3.3	Nokka-akselin ajoitusmuunninjärjestelmä	35
3.3.1	Vääntömomentin vaihtelut	35
3.3.2	Ajoitusmuuntimen mallintaminen ja mitoitus	37
3.3.3	Ajoitusmuuntimen hallintalaitteet	45
4.	TOIMINNALLISUUSTARKASTELU	47
4.1	Ajoitusmuuntimen toteutettavuus	47
4.2	Ajoitusmuuntimen luotettavuus	49
5.	TULOSTEN ARVIOINTI JA PÄÄTELMÄT	50
5.1	QFD menetelmä ja laatutalo arviointi	50
5.2	Nokka-akselin ajoitusmuunnin	50
5.3	Tulevaisuuden näkymät	51
6.	YHTEENVETO	52

LÄHTEET	54
---------------	----

LIITE A: AJOITUSMUUNTIMEN MITOITUSLASKENTA

LIITE B: AJOITUSMUUNTIMEN PIIRUSTUKSET

LYHENTEET JA MERKINNÄT

CO	Hiilimonoksidi
CO_2	Hiilidioksidi
CTA	engl. camshaft torque actuated, nokka-akselin vääntömomentilla toimiva
DOC	engl. diesel oxidation catalyst, Diesel katalysaattori
DPF	engl. diesel particulate filter, hiukkassuodatin
EGR	Pakokaasujen uudelleen kierrätys
FFT	engl. fast fourier transform
IFFT	engl. Inverse fast fourier transform
HC	Hiilivety
H_2O	Vesi
HOQ	engl. house of quality, laadun talo
Miller-työkierto	imuventtiilien sulkeutumisen aikaistaminen tai jätättäminen, tehollisen puristussuhteen lyhentämiseksi verraten teholliseen laajenemissuhteeseen
NH_3	ammoniakki
NO	typpimonoksidi
NO_x	typen oksidit
NO_2	typpidioksidi
O_2	happi
PM	Hiukkaspäästöt
PN	Partikkeliluku
QFD	engl. quality function deployment, laatujärjestelmä

SCR	engl. selective catalytic reduction, katalyyttipelkistin
SOHC	engl. single over head camshaft, sylinterikannen yläpuolinen nokka-akseli
valve overlap	Imu- ja pakoventtiilien yhtäaikainen aukiolo
VIC	engl. variable inlet valve closure, imuventtiilin muuttuva sulkeutuminen
VTC	engl. variable timing control, muuttuva venttiilien ajoitus
VTEC	engl. variable valve timing and lift electronic control
VVA	engl. variable valve actuation, muuttuva venttiilien toiminta
VVL	engl. variable valve lift, muuttuva venttiilien nosto
VVT	engl. variable valve timing, muuttuva venttiilien ajoitus
A	nesteen virtaaman poikkipinta-ala
$A_{roottori}$	roottorin siiven pinta-ala
α	kulmamuuntimen koko säätöalue
d	öljykanavan halkaisija
Δt	ajoitusmuuntimen säätöön kulunut aika
ΔV	kammioiden kokonaistilavuuden muutos
F	roottorin yhden siiven työntövoima
L	kammion leveys
n_m	moottorin pyörimisnopeus (r/min)
N_r	roottorin siipien lukumäärä
p	nokka-akselin laakeripukille saatava öljynpaine
q_v	tilavuusvirta
Re	Reynoldsin luku

R_k	kammion seinämän sisäsäde
R_{kr}	säde kammion keskeltä
R_r	roottorin akseliseinämän ulkosäde
t_5	viiteen työkiertoon kulunut aika
T	ajoitusmuuntimen vääntömomentti
V	ajoitusmuuntimen kammioiden kokonaistilavuus
v	virtausnopeus
v_v	öljyn virtaunopeus painekanaavassa
v_{2000}	säätönopeus (moottorin pyörimisnopeus 2000*r/min)
ν	öljyn kinemaattinen viskositeetti

1. JOHDANTO

Tämän työn tavoitteena on selvittää muuttuvan venttiilien ajoituksen vaikutuksia nopea-käyntisessä nelitahtisessa dieselmoottorissa ja luoda konseptimalli, joka voidaan asentaa perussuunnittelultaan valmiiseen työkoneen dieselmoottoriin. Aivan aluksi tarkastellaan dieselmoottorin toiminnan keskeiset periaatteet, jotta ymmärretään venttiilikoneiston toimintaa käytännössä ja millaisista komponenteista se koostuu. Tämän jälkeen voidaan tutkia mitä vaikutuksia muuttuvalla venttiilien ajoituksella on yleisesti polttomoottoreissa ja mitä vaikutuksia sillä saadaan aikaan dieselmoottorikäytössä. Työssä tarkastellaan moottoriteollisuudessa esiintyviä toteutustapoja venttiilien ajoituksen muuttamiseen ja perehdytään niiden toimintaan, sekä arvioidaan kehityskohteenä olevaan moottoriin soveltuvia ajoitusmuunninjärjestelmiä. Soveltuvan ajoitusmuunninjärjestelmän selvittyä, konseptisuunnittelussa mitoitetaan ajoitusmuunnin moottorirakenteen asettamien reunaehtojen mukaisesti.

Tässä työssä on käytetty kirjallisuustutkimusta, analyysiä, toimintatutkimusta sekä mallinnusta tutkimusmenetelminä. Teoriaosuuden kokoamisessa suurin painotus on ollut loogisesti kirjallisuustutkimuksen hyödyntäminen. Aihealueen puitteissa lähdemateriaalina on käytetty valmistajien tuote-esitteitä, patenteja, standardointijärjestön materiaaleja ja aihealueen muita tutkimuksia. Analyysimenetelmää on hyödynnetty ajoitusmuunninjärjestelmistä löytyvien spesifikaatioiden hyödyntämisessä tämän työn soveltavassa osuudessa. Toimintatutkimusta on käytetty työn konseptisuunnittelussa, jossa selvitettiin laatujärjestelmän avulla soveltuvia ratkaisutapoja venttiiliajoituksen muuttamiseen dieselmoottorikäytössä. Laatujärjestelmän laadun talo -matriisin avulla tuotettiin pisteytysperiaatteella tuloksia, jotka pohjautuvat palaverissa läpikäytyihin keskusteluihin. Mallinnusmenetelmää käytettiin, kun konseptisuunnittelussa tehtiin Creo 3.0 -ohjelmistolla perusmitoitukseen perustuva 3D mallinnus.

2. MUUTTUVA-AJOITUKSINEN VENTTIILIKONEISTO

2.1 Nelitahtisen dieselmoottorin kaasunvaihto ja venttiilikoneisto

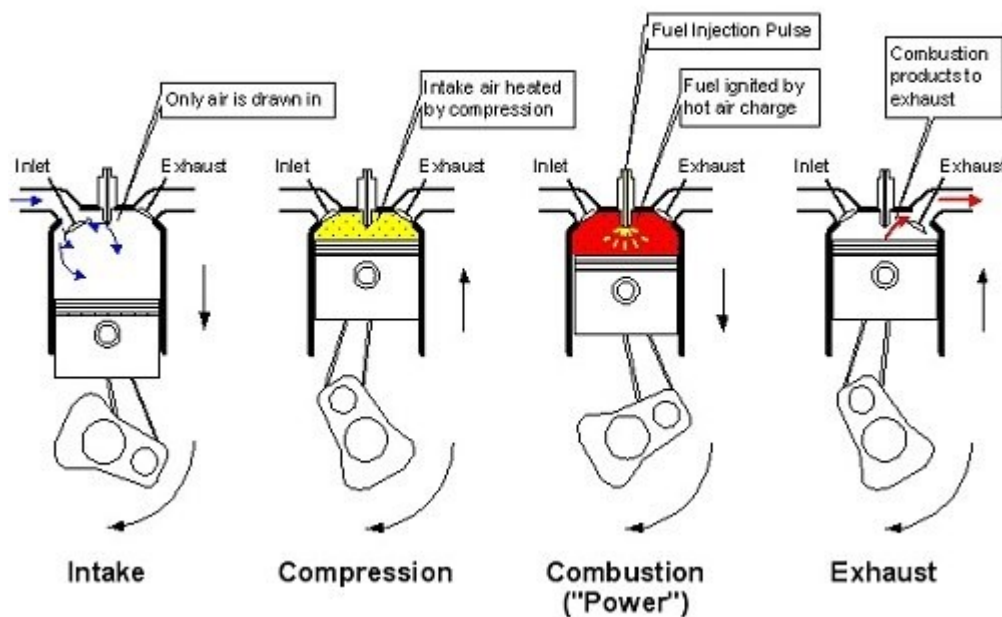
Dieselmoottorissa on yksi tai useampi sylinteri, jossa dieselöljyn ja ilman seoksen palotapahtuman avulla muutetaan dieselöljyn kemiallinen energia lämmöksi ja edelleen lämpölaajenemista hyödyntäen mekaaniseksi energiaksi. Palotapahtuman aikaansaaminen vaatii korkean lämpötilan, joka saadaan aikaan puristamalla sylinterissä olevaa ilmaa riittävän nopeasti sylinterin seinämiin renkain tiivistyvällä männällä. Puristuksen johdosta ilman lämpötila nousee riittävän korkeaksi sytyttämään sylinteriin sumutetun dieselöljyn. Ilman sisältämä happi on edellytys palamiselle, joten haluttuun polttoainemäärään nähden sopiva ilmamäärä on ohjattava sylinterille palamisreaktion toteuttamiseksi. Kun palamisreaktion etenee, muodostuu lämpöä, joka saa sylinterissä olevan kaasun laajenemaan.

Mekaaninen energia muodostuu, kun kasvava paine työntää mäntää sylinterissä alaspäin ja liike johdetaan männästä kiertokangen avulla kampiakseliin, joka on laakeroitu keskilinjansa suhteen pyörivästi moottorin rakenteeseen. Kampiakselin kammentapin ja kiertokangen kiinnitys toisiinsa on laakeroitu ja se sijaitsee kampiakselin keskilinjasta etäisyydellä, joka on puolet männän sylinterissä kulkemasta matkasta yhteen suuntaan. Tätä etäisyyttä kutsutaan kammensäteeksi. Etäisyys muodostaa vipuvarren, jolla kiertokangen liike saa aikaiseksi kampiakselin pyörivän liikkeen, samalla tuottaen vääntömomenttia. Kampiakselin pyörivä liike mahdollistaa myös männän jatkuvan edestakaisen liikkeen sylinterissä moottorin käynnin aikana. Männän sijainti sylinterissä muuttuu ylimmän asennon (yläkuolokohdan) ja alimman asennon (alakuolokohdan) välillä kampiakselin kiertokulman mukaisesti. Männän yläkuolokohdan ja alakuolokohdan välistä etäisyyttä kutsutaan iskunpituudeksi, joka on suuruudeltaan kaksinkertainen kammensäteeseen nähden.

Nelitahtimoottorin palotapahtumat sylintereillä toistuvat kerran jokaisen kampiakselin kahden kierroksen aikana, joten kaasunvaihto on toteutettava siten, että palotapahtumasta muodostuneet pakokaasut voidaan ohjata palotilasta ulos ja tilalle saadaan uutta ilmaa oikeilla hetkillä. Kaasunvaihdon toteuttamiseen käytetään venttiilikoneistoa, jonka avulla voidaan ohjata pakokaasujen poistumista pakokanavia pitkin ja täyttää imukanavia pitkin sylintereille. [24] [37] [6].

Nelitahtisessa moottorissa palotapahtumat ja kaasujen vaihto tapahtuu nelitahtikierron aikana, jonka kesto on kahden kampiakselin pyörimiskierroksen mittainen. Tahdit ovat imutahti, puristustahti, työtahti ja pakotahti, kuvan 1 mukaisesti. Moottorin venttiilikoneistossa on venttiilit, joiden avulla toteutuu sylinterin täytös ja palotapahtuman jälkeinen pakokaasujen poisto, kun sylinterin tilavuus muuttuu männän aseman siirtyessä. Imu- ja pakoventtiilien käyttö ajoitetaan yleensä joko yhdellä yhteisellä nokka-akselilla tai erillisillä imu- ja pakonokka-akseleilla. Tahtien alkaminen ja loppuminen oletetaan alkavan silloin, kun mäntä muuttaa kulkusuuntaansa ylä- tai alakuolokohdissa. Imutahti alkaa, kun mäntä lähtee liikkeelle yläkuolokohdastaan kohti alakuolokohtaa. Imutahdin aikana saadaan sylinterin täytös aikaiseksi. Sylinterin tilavuus kasvaa ja samalla imuventtiileitä avaamalla sylinteriin virtaa ilmaa imukanavia pitkin ympäröivästä ilmakehästä. Tilavuus on sylinterissä suurimmillaan männän saavuttaessa alakuolokohdan, mutta imuventtiilit suljetaan usein vasta hieman myöhemmin ilmamassan inertiaa johtuvan jälkitäytöksen myötä. [24] [37] [6].

4-stroke Compression-ignition (Diesel) Engine Cycle



Kuva 1. Dieselmoottorin nelitahtikierto muodostuu imu-, puristus-, työ-, ja pakotahdistä [33].

Puristustahdin alkaessa mäntä lähtee liikkeelle alakuolokohdasta ylöspäin kohti yläkuolokohtaa ja pienentää sylinteritilavuutta. Imu- ja pakoventtiilit pidetään kiinni, jotta paineenkasvu sylinterissä saadaan aikaiseksi. Sylinterissä tapahtuvan nopean paineen nousun eli ilman puristumisen aikana, lämpötila kasvaa nopeasti ja saattaa tavoittaa n. 900°C lämpötilan [24]. Puristussuhde on dieselmoottoireissa tyypillisesti välillä 16:1-22:1 ja paine voi nousta 3,5-4,5 MPa:n asti puristustahdin lopussa [37]. Kokemusperäinen paine on jopa suurempi. Puristussuhde vaikuttaa puristuksen aikana saavutettuun lämpötilaan,

sillä lisääntyvä puristus kasvattaa lämpötilaa. Dieselmoottorin puristustahdin aikaansaama korkea lämpötila hyödynnetään polttoaineen sytyttämiseen sylinterissä. Puristustahdin loppuvaiheessa polttoaine sumutetaan korkealla paineella sumuttimista sylinteriin. [24].

Sumutettu polttoaine syttyy sylinterissä männän yläkuolokohdan jälkeen alkavan työtahdin alun aikana sytytysviiveestä johtuen. Kun mäntä on ohittanut yläkuolokohdan ja suuntaa jälleen alaspäin, niin palamistapahtuman aiheuttama sylinterinpaine kasvaa ja se johdetaan männän kautta kiertokangelle, josta liike-energia siirtyy kampiakseliin ja saa sen pyörivään liikkeeseen. Kampiakselin tasaisen pyörimisen avuksi käytetään vauhtipyörää, jotta sylinterillä tapahtuvat paineenvaihtelut eivät tekisi kampiakselin pyörimisestä kovin epätasaista. Sylinterin paine kasvaa palotapahtuman aikana dieselmoottorissa 6-9 MPa:n lukemiin [37]. Tässäkin tapauksessa kokemusperäiset lukuarvot työkonedieseleissä ovat huomattavasti suurempia. Venttiilit pysyvät kiinni työtahdin aikana, mutta pakoventtiilit aukeavat hieman ennen kuin mäntä saavuttaa alakuolokohdan. [24].

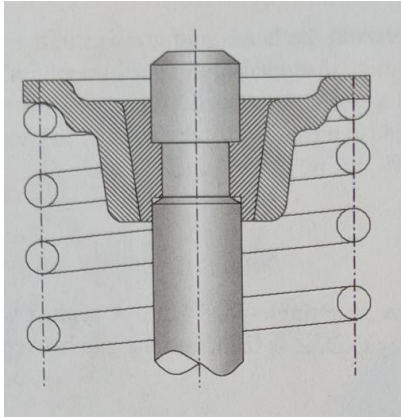
Pakotahti alkaa viimeisenä nelitahtikierrossa. Männän suunta vaihtuu alakuolokohdan jälkeen ylöspäin ja samalla pienentäen sylinteritilavuutta työntää pakokaasut ulos sylinteristä. Pakokaasut virtaavat auki olevista pakoventtiileistä pakosarjaan ja pakoputkeen päätyen lopulta ilmakehään. Pakotahdin tarkoituksena on poistaa palamistapahtuman jälkeiset kaasut, jotta imutahti voidaan aloittaa jälleen ottamalla uutta puhdasta ilmaa. Pakotahdin aikana ei saada liike-energiaa käytettäväksi kampiakselin pyörittämiseen, vaan työtahdin aikana saavutettua liike-energiaa käytetään seuraavan työtahdin alkamiseen asti. Kuten aiemmin todettiin, niin yhden nelitahtikierron aikana moottorin kampiakseli pyörii kaksi kierrosta, joten nokka-akseli pyörii samassa ajassa yhden kierroksen, jotta nelitahtikierron aikainen venttiilien käyttö toimii oikealla ajoituksella. Työtahdin aikana saatu liike-energia on oltava riittävä moottorin oman käynnin ylläpitämiseen ja kitkan aiheuttamien häviöiden voittamiseen. Loput energiasta on moottorin käyttökohteessa hyödynnettävää energiaa. [24] [37].

2.2 Venttiilikoneiston rakenne

Venttiilien nosto toteutetaan yleisimmin nokka-akselilla, johon on valmistettu sylinterikohtaiset imu- ja pakonokat. Venttiilit seuraavat nokka-akselin nokkien profiilia, joko suoraan nokka-akselin ollessa venttiilien yläpuolella tai keinuviipujen ja työntötankojen avulla, kun nokka-akselin sijainti on etäällä. Imu- ja pakokanavien avaamiseen ja sulkemiseen käytetään yleisimmin lautasventtiileitä, jotka ovat lautasmaisen rakenteensa takia suosittuja mäntämoottorikäytössä. Tässä työssä termi venttiili viittaaakin lautasventtiiliin, venttiilikoneistosta puhuttaessa. Venttiilien tärkeä ominaisuus on niiden kartioviiste, jonka kulma vaihtelee usein 30° ja 45° välillä [13]. Tämä kartioviisteen pinta ei ole korkea, mutta pitää sylinterin tiiviinä, kun venttiili on suljettuna ja painautunut sylinterikanassa olevaan istukkaan. Mäntämoottoreissa on usein käytössä kaksi imuventtiiliä ja

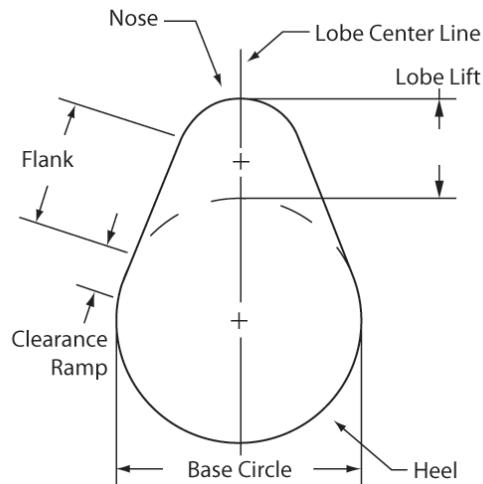
kaksi pakoventtiiliä jokaisessa sylinterissä riittävän virtauksen varmistamiseksi. Sylinteritulavuudeltaan suurissa moottoreissa, imu- ja pakokanavien halkaisija mitoitetaan virtausnopeudelle, joka on n.60 m/s, mutta ahdetuissa, sekä vapaasti hengittävässä pienemmissä nopeakäyntisissä moottoreissa kanavat tehdään niin suuriksi, kuin on mahdollista fyysisten geometriarajoitteiden myötä lautasventtiileillä toteuttaa sylinterinkannessa. Venttiilin varsi kulkee sylinterin kannesta lävitse, josta sitä ohjataan nokka-akselin avulla seuraajalla joko suorasti, keinuivun tai keinuivun ja nostotangon yhdistelmän välityksellä. Venttiilin varsi tuetaan sylinterin kanteen asennettuun ohjuriin, jossa venttiili pääsee vapaasti liikkumaan pitkäikäisyytensä. Ohjurin tulee pysyä samankeskeisenä istukan kanssa lämpötilojen muuttuessa, sillä venttiilin tulee ohjautua sulkeutuessaan kohtisuorasti istukkaan [13]. Jos samankeskeytyksen toleranssivaihtelut ovat liian suuret, ei venttiilin ja istukan välinen kosketus ole välttämättä tiivis ja esiintyy ohivirtausta. Venttiilivarren ja ohjurin kontaktia täytyy voidella kiinnileikkautumisen välttämiseksi. Kontakti ei kuitenkaan ole tiivis, eikä öljyä haluta kulkevan imu- tai pakokanavaan, joten usein ohjurin päälle sijoitetaan venttiilivarren tiiviste rajoittamaan liiallisen öljyn kulkemista venttiilin varren ja ohjurin välille. Imuventtiilit ovat usein rakenteeltaan yksiosaisia ja valmistettu karkaistusta teräksestä. Pakoventtiileillä esiintyvät lämpötilat ovat suuremmat ja täten pakoventtiilit valmistetaan usein kaksiosaisella rakenteella, jossa kuumimmassa venttiilin päässä käytetään austeniittisia ja nikkelipohjaisia metalliseoksia. Varressa hyödynnetään usein edullisia karkaistuja martensiittisiä teräksiä, mutta venttiilin kärkeen ja kartioviisteeseen voidaan hitsata kulumista kestävä metalliseosta. Lisäksi venttiilien sisällä voidaan käyttää vapaasti liikkuvaa jäähdytinainetta. [37].

Lautasventtiiliä pidetään suljettuna venttiilinjousen avulla, jotta sitä voidaan avata ja sulkea toistuvasti, menettämättä venttiilin ja nokkaprofiilin välistä kontaktia. Jousen avulla kompensoidaan korkeissa nopeuksissa esiintyvät venttiilin ja komponenttien inertiaavoimat sekä estetään venttiilin ja seuraajan välisen kontaktin irtoaminen nokasta [27]. Venttiilin avautuessa, sen varren päähän kohdistuu kohtisuora voima, joka on puristavan jousivoiman vastainen. Avaavan voiman loppuessa nokan nostavan rampin jälkeen, jousivoima pakottaa venttiilin seuraamaan nokkaprofiilia myös sen laskevan rampin aikana. Näin venttiili seuraa jousivoiman ansiosta nokan profiilia laskuvaiheessa ja venttiili lopulta sulkeutuu. Venttiilinjousi tuetaan venttiilin varteen jousilautasen ja kartiopalojen avulla. Venttiilin varteen on valmistettu yksi tai useampi muotoiltu ura, johon kartiopalat puristuvat, kun jousi esijännitetään kartiopaloja vasten työntyvään jousilautaseen, venttiilin ollessa sulkeutunut istukkaa vasten. Jousilautaseen kohdistuva jousen voima pitää kartiopalat puristuneena venttiilivarren uriin koko venttiilin kulkeman liikeradan ajan. Kuvassa 2 on esimerkki venttiilijousen tuennasta. [37].



Kuva 2. Venttiilin jousi, jousilautanen, kartiopalat ja venttiilin varsi. [37]

Nokka-akselin tehtävänä on ohjata venttiilikoneiston mekanismeista siten, että imu- ja pakoventtiilit avautuvat ja sulkeutuvat nelitahtikierron aikana nokkaprofiilien muotojen mukaisesti. Perinteisesti nokka-akselin käyttövoimana käytetään kampiakselia, jolta nelitahtimoottorin tapauksessa pyörimisliike siirretään 2:1 -alennusvaihteen avulla nokka-akselille. Nokka-akselin välitys on toteutettu useimmiten hammaspyörillä, hammashihnalla tai ketjulla [11]. Välityksen myötä toteutetaan kiinteä venttiilien ajoitus, kun nokka-akseli pyörii yhden kierroksen kampiakselin kahden kierroksen aikana nelitahtisessa moottorissa. Nokka-akseliin on koneistettu pyörimisliikettä varten liukulaakeripinnat ja venttiilien toimintaa varten hiomalla nokat. Lisäksi nokka-akselilla on liitäntä käyttövoiman välittämistä varten, kuten esimerkiksi kiilaura ja kierreporaus ajoituspyörän ruuvi-liitosta varten. Perusakseli on halkaisijaltaan mitoitettu kestäämään nokista välittyvät staattiset ja dynaamiset kuormitukset ja käyttövoimasta aiheutuvan vääntömomentin [37]. Yhdellä nokka-akselilla voi olla useita nokkia, jotta samaa nokka-akselia voidaan käyttää usean venttiilin nostotapahtuman toteuttamisessa. Kun nokka-akseli on pyörivässä liikkeessä, niin nokan profiili ohjaa siihen kontaktissa olevaa seuraajaa, jolloin seuraajan liike vastaa nokan ja seuraajan välisen kosketuspisteen etäisyyttä nokka-akselin keskilinjasta liikkeen suuntaan. Tämä nokkaprofiilin mukainen liike välittyy seuraajalta venttiilille suoraan tai välillisesti muiden komponenttien myötä. Nokkaprofiilin muoto muodostuu perusympyrästä, rampeista, kärjestä ja kylkiseinästä, kuten kuvasta 3 havaitaan.



Kuva 3. Nokkaprofiilin muoto [36]

Nokkaprofiilin perusympyrän kehän etäisyys nokan keskiakseliin suhteen ei muutu, joten seuraajan asema ei muutu perusympyrän kehää seuratessa ja venttiilit pysyvät suljettuina. Seuraajan ja venttiilin välille sallitaan tällöin venttiilivällykseksi kutsuttu vällys, jolla varmistetaan venttiilin täysi tiivistyminen istukkaa vasten, moottorin lämpötilan vaihtellessa. Perusympyrältä avaavalle rampille siirryttäessä on avaavan rampin noususta seuraajalle aiheutuvan nopeuden oltava tasainen vällysten rauhallisen nollaamisen takaamiseksi. Avaavan rampin aikana nokan keskiakselin ja seuraajan etäisyys kasvaa avaten samalla venttiiliä. Avaavan kylkiseinämän aikana seuraaja kiihtyy maksiminopeuteensa ja sen jälkeen nosto alkaa hidastua viimeistään nokan kärjellä, kunnes sen nopeus pienenee nolnaan. Nokan kärjellä venttiilin nosto on suurimmillaan ja siirrytään sulkevaan nokkaprofiilin osuuteen. Nokan kärjeltä seuraaja alkaa jälleen kiihtyä kohti maksimi sulkeutumisnopeutta ja sen etäisyys nokan keskiakseliin pienenee. Seuraajan ja nokan kontakti pidetään venttiilin jousen voiman avulla. Nopeus saavuttaa maksimiarvonsa sulkevan nokan profiilin seinämällä ja sulkeva ramppi hidastaa nopeuden, jotta venttiili sulkeutuu hallitusti istukkaan ilman nopeaa iskua. [37]

Venttiilien nostokäyrän määrittämiseen käytetään nykyisin matemaattisia funktioita, jotka jakautuvat yksinkertaisimmillaan polynomifunktioihin ja trigonometrisiin funktioihin. Korkeamman asteen funktion käyttäminen nokkaprofiilin valmistamisessa saa aikaan pienemmät värähtelyt, kulumiset, rasitukset, käyntiäänet sekä pienemmän vääntömomentin. Profiilin ei tarvitse olla symmetrinen avaavan ja sulkevan osuuden kesken. Esimerkiksi venttiiliä sulkevan profiilin muotoa määrää vaaditut ominaisuudet kuten kestävyys, käyntiääni, värähtely ja materiaalin kovuus. Hyvin suunnitellussa nokkaprofiilissa pyritään pitämään määritetty liike muuttumattomana koko käyntikierrosalueen aikana ilman vaikutuksia venttiilikoneiston joustamiseen. Myös profiilin muodosta aiheutuvat kiihtyvyydet tulisi olla sellaiset, etteivät venttiilijousien ominaistaajuudet herää ja aiheuta täten ylimääristä värähtelyä. [37]

Nokka-akselin sijainti moottorissa vaikuttaa seuraajan ja venttiilien välille valittaviin komponentteihin. Venttiilikoneiston rakenne määräytyy nokka-akselin sijainnin mukaisesti kolmeen erilaiseen ratkaisuun: suorakäyttöiseen, päästään nivelöityyn keinuvipu-käyttöiseen ja keskeltä nivelöityyn keinuvipukäyttöiseen rakenteeseen. [37]. Rakenteiden ominaisuuksia on jaoteltu taulukossa 1.

Venttiilikoneiston rakenne	Nokka-akselin sijainti	Rakenteen edut	Rakenteen rajoitukset
Suorakäyttöinen	Sylinterikannen yläpuolella	-Jäykkä rakenne -Vähän komponentteja -Pienin kitka tasoseuraaja toteutuksista	-Vaatii kaksi nokka-akselia -Lisää moottoriin korkeutta -Rullaseuraaja toteutuksiin verraten suuri kitka -Mekaanisesti säädettävä venttiilivälitys hankalasti muutettavissa
Päästään nivelöity keinuvipukäyttöinen	Sylinterikannen yläpuolella	-Rullaseuraajatoteutuksella pieni kitka -Keinuvipu sallii suuret välityssuhteet -Hydraulinen venttiilien välitys helposti toteutettavissa -Kohtalainen jäykkyys	-Paljon komponentteja -Jonkin verran sivuvoimia -Vaatii leveän sylinterin kannen -Korkea kitka tasoseuraajalla toteutettuna
Keskeltä nivelöity keinuvipukäyttöinen	Sylinterikannen yläpuolella	-Yksinkertainen rakenne -Mahdollistaa matalan moottorirakenteen -Kohtalainen jäykkyys -Hydraulisen säätimen sijoitus seuraajan yhteyteen on mahdollista	-Hydraulisen säätimen sijoitus venttiiliin lisää massaa -Hankala nokka-akselin sijoitus sylinterin kannessa -Suuri kitka tasoseuraajalla toteutettuna -Paljon komponentteja
	Sylinteriryhmässä	-Nokka-akselille on helppo ottaa käyttövoima kampiakselilta -Helppo hydraulisen säätimen sijoittaminen -Edullinen ratkaisu	-Vaatii työntötangon rakenteeseen -Korkeahko kitka -Paljon komponentteja

Taulukko 1. Venttiilikoneiston rakenneratkaisujen edut ja rajoitukset. Perustuu lähteeseen [37].

Sylinterikannessa sijaitsevilla nokka-akselilla saadaan järjestelmästä jäykkä verrattaen sylinteriryhmään sijoitettuun nokka-akseliin. Sylinteriryhmässä olevan nokka-akselin yhteydessä joudutaan käyttämään työntötankoja, jotka heikentävät järjestelmän jäykkyyttä. Etuna sylinteriryhmään sijoitetulla nokka-akselilla on helppo liitettävyyys käyttövoimaan kampiakselille. Suorakäyttöisessä venttiilikoneiston rakenteessa nokka-akseli on suorassa linjassa venttiilin päähän nähden, jolloin tasoseuraaja on suoraan kiinni venttiilissä ja kosketus tapahtuu liukumalla nokkaprofiilin pinnassa. Venttiilivälitys voidaan säätää

hydraulisella tasoseuraajalla tai mekaanisesti tasoseuraajan säätölevyillä. Suorakäyttöisen venttiilikoneiston etuina on yksinkertainen rakenne ja pieni kitka, mutta vaatii imu-venttiileille ja pakoventtiileille omat akselit. [37]

Nokka-akselin sijainti keskeltä nivelöidyssä keinuvipukäyttöisessä rakenteessa voi olla sylinterikannessa tai sylinteriryhmässä. Keskeltä nivelöityä keinuvipua ohjataan nokka-akselilla nivelen toisesta päästä rullaseuraajan kosketuksella, kuppimaisella tasoseuraajalla tai kuppimaisen tasoseuraajan ja työntötangon yhdistelmällä. Keskeltä nivelöityyn keinuvipuun on helppo yhdistää hydraulinen seuraaja kumpaankin nokka-akselisijoitukseen. [37]

Päästään nivelöidyssä keinuvivussa nokka-akseli koskettaa keinuvivun yläpuolelta sen keskellä olevaa rullaseuraajaa ja edelleen vivun vapaa pää painaa venttiiliä tai venttiilisiltaa. Etuina on pieni kitka rullaseuraajan ja liukulaakerin johdosta, samalla saaden aikaan korkeat välityssuhteet vipurakenteen ansiosta. Toistaalta, vaikuttavat sivuttaisvoimat kasvavat, venttiilikoneiston jäykkyys heikkenee ja komponentteja on enemmän. [37]

2.3 Venttiilien ajoitus

Venttiilien ajoitus määrittää venttiilien aukeamisen ja sulkeutumisen tapahtumahetkinä. Imu- ja pakoventtiilien ajoitusta toisiinsa nähden hallitaan nokkien keskinäisillä sijainneilla ja yksittäisen venttiilin ajoitusta hallitaan nokkaprofiilin muodolla. Nelitahtikierrossa venttiilien liike tapahtuu pako- ja imutahdin aikana. Venttiilien aukeaminen ja sulkeutuminen on perinteisesti kiinteästi sidottu kampiakselin pyörittämiseen nähden. Tästä syystä venttiilien ajoitus ilmoitetaan usein kampiakselin kulman mukaisesti [24]. On huomioitava, että nokka-akselin pyörimisnopeus on puolet kampiakselin pyörimisnopeudesta mikä vaikuttaa vastaavasti kulma-asentoihin. Venttiilien aukeamisen ja sulkeutumisen kulmia verrataan männän ylä- ja alakuolokohtiin nähden kampiakselin kulmina.

2.3.1 Pakoventtiilien aukeaminen

Pakoventtiilin avaamisella poistetaan palotapahtuman yhteydessä muodostuneet kaasut ja paine pakotahdin aikana. Parhaan hyötysuhteen saamiseksi olisi kaasun laajeneminen muutettava mahdollisimman tehokkaasti mekaaniseksi energiaksi. Tällöin työtahdin paine tulisi poistaa vasta männän alakuolokohdan jälkeen, avaamalla sitten pakoventtiilejä. Lisäksi olisi suotavaa, että sylinteripaine olisi mahdollisimman matala, ennen kuin mäntä lähtee ylöspäin alakuolokohdan jälkeen. Silloin pakoventtiilit tulisi avata ennen alakuolokohtaa. Pakoventtiilien aukeaminen on siis kompromissiratkaisu kahden halutun ominaisuuden välillä. Usein pakoventtiilien aukeaminen ajoitetaan 50° - 60° ennen alakuolokohtaa, kun huomioidaan tyyppisten venttiilikoneistojen hidas venttiilien avautuminen ja siitä aiheutuva hetkellisesti suuri virtausvastus. Lisäksi moottorin käyntinopeus ja kuormitustilanne vaikuttavat ajoituksen optimaaliseen valintaan. Alhaisilla nopeuksilla ja kuormilla pakoventtiilin aukeaminen on suotavaa asettaa lähemmäksi alakuolokohtaa,

kun sylinteripaineet ovat pakovastapaineeseen nähden lähempänä ja kaasut poistuvat nopeasti. Suurella kuormalla on johdonmukaista pitää pakoventtiilien aukeaminen aikaisemmalla, jotta sylinteripaine ehtii laskea pakovastapaineen tasolle. [31]. Sylinterin paine pakoventtiilin avautumishetkellä vaikuttaa myös tarvittavaan avautumisvoimaan.

2.3.2 Pakoventtiilien sulkeutuminen

Pakoventtiilien sulkeutumisen ajoitus vaikuttaa sylinteriin jäävän pakokaasun määrään. Lähtökohtaisesti halutaan poistaa mahdollisimman paljon pakokaasuja sylinteristä, jotta imutahdin aikana sylinteritäytös koostuisi puhtaasta ilmasta ja polttoaineesta. Erityisesti suurella kuormalla pakoventtiilien sulkeutumisen ajoitusta siirretään yläkuolokohtaan tai hieman sen jälkeen tämän takaamiseksi. Pienehköillä kuormilla osittainen pakokaasujen jääminen sylinteriin voi auttaa pumppaushäviöiden vähentämisessä, kun moottorille ei oteta uutta täytöstä niin runsaasti imutahdin aikana. Hyöty saadaan aikaan moottoreilla, joissa imuilmaa kuristetaan kaasuläpällä. Usein käytetään 5°-15° sulkeutumista yläkuolokohdan jälkeen. Pakoventtiilien sulkeutumisen jättämisen lisäämisellä saadaan toteutettua sisäinen pakokaasujen uudelleen kierrätys EGR (engl. pakokaasujen uudelleen kierrätys), jolla voidaan vähentää pakokaasupäästöjä. Lisäksi sulkeutumisen ajoitus vaikuttaa imu- ja pako venttiilien yhtäaikaisen aukioloaikaan, joka vaikuttaa imutahdin aikana sylintereissä vallitsevan seoksen koostumukseen. [31]. On myös syytä huomioida välys männän ja venttiilin välillä, jotta törmäystä ei tapahdu.

2.3.3 Imuventtiilien aukeaminen

Imuventtiilien avaaminen ennen yläkuolokohtaa saattaa aiheuttaa pakokaasujen kulkemisen imusarjaan, jos pakokaasut eivät ole tyhjentyneet sylinteristä täydellisesti. Imuventtiilien avaamisen jättäminen pidättää ilman ja polttoaineen seoksen imusarjassa ja männän liikkua yläkuolokohdan jälkeen alaspäin voi pakokaasuja tulla pakoventtiileistä täytökseen. Kummassakin tapauksessa sisäisen pakokaasujen uudelleen kierrätyksen toteutuminen on mahdollista. Imuventtiilien ajoitusta pidetään yleisesti 0°-10° välillä ennen yläkuolokohtaa, jolloin ei pakokaasujen sisäistä uudelleen kierrätystä tapahdu. [31]. Myös imuventtiilin aukeaminen vaatii tarkastelun männän etäisyyteen nähden törmäyksen välttämiseksi.

2.3.4 Imuventtiilien sulkeutuminen

Imuventtiilien sulkeminen ajoitetaan usein sen jälkeen, kun mäntä vaihtaa suuntaansa alakuolokohdassa ja siirrytään puristustahdille. Tällä tavalla saadaan mahdollisimman suuri täytös sylinterille, joka edesauttaa suuren vääntömomentin aikaansaamisessa. Moottorin venttiilikoneiston suunnitteluvaiheessa voidaan määrittää moottorin pyörimisnopeus, jossa halutaan tuottaa moottorin suurin vääntömomentti. Tällöin imuventtiilien sulkemi-

nen voidaan ajoittaa halutun pyörimisnopeuden ja parhaan vääntömomentin aikaansaamiseksi näille optimaaliseen ajankohtaan. Yleisesti imuventtiili suljetaan 50°-60° alakuolokohdan jälkeen. [31]

2.4 Muuttuvan venttiiliajoituksen merkitys dieselmoottorissa

Muuttuvan venttiiliajoituksen käyttö on tämän päivän moottoritekniikassa hyvin yleistä. Henkilöautojen bensiinikäyttöisissä moottoreissa venttiiliajoitukseen vaikuttavat järjestelmät, erilaisin tavoin toteutettuina ovat hyvin yleisiä. Dieselmoottoreissa muuttuvan venttiilien ajoituksen hyödyntäminen on ollut vähäisempää, sillä bensiinimoottoreissa on hyödynnetty ajoituksen muuttamista pumppaushäviöiden vähentämiseen osateholla, jolloin kaasuläppäkotelo on jarruttanut imuilman virtausta [23]. Pumppaushäviö muodostuu imutahdin ja pakotahdin välisestä paine-erosta, joka ei dieselmoottorilla ole niin suuri ongelma, koska imuilman virtausta ei usein tarvitse kuristaa. Kiinnostus muuttaa venttiilien ajoitusta yleisesti polttomoottorikäytössä on yleistynyt siitä saatavien hyötyjen myötä. Muuttamalla venttiilien aukeamisen ja sulkemisen ajoitusta, voidaan muokata moottorin vääntökäyrä vaikuttamaan laajemmalle moottorin kierrosalueelle, saadaan lisää tehoa, voidaan hallita myrkyllisten päästöjen muodostumista ja voidaan edistää esimerkiksi tyhjäkäyntiominaisuuksia paremmaksi kuin kiinteällä venttiilien ajoituksella varustetuissa moottoreissa [25]. Erityisesti dieselikäyttöisissä moottoreissa keskitytään Miller-työkierron aikaansaamiseen, moottorijarrutuksen luomiseen, sisäisen pakokaasujen uudelleenkierrätyksen toteuttamiseen, virtausten hallintaan sylintereillä, moottorin lämmityskäytön tehostamiseen ja vääntömomentin lisäämiseen ahdinkäytön yhteydessä [16].

Tänä päivänä kiinnitetään paljon huomiota pakokaasupäästöihin asettamalla päästörajoja, jotka valmistajien moottoreiden tulee saavuttaa. Päästöjen seuranta ja määräykset päästöjen suuruudesta asetetaan moottorin käyttökohteen ja alueellisen rajoitusten mukaisesti. Esimerkiksi EU- alueella bensiini ja diesel moottoreiden päästömääräykset perustuvat Euro-päästöluokituksiin, kun ajoneuvot ovat tieliikenteeseen soveltuvia kevyitä ja raskaita kulkuneuvoja. Stage-luokituksin säädellään liikkuvien työkoneiden tuottamia pakokaasupäästöjä. [8][9][34]. Päästörajat tiukkenevat, joten moottorivalmistajien on käytettävä erilaisia menetelmiä pakokaasupäästöjen vähentämiseen. Muuttuvan venttiilien ajoituksen tuominen moottoritekniikkaan on yksi menetelmä pakokaasupäästöjen hallinnassa.

2.4.1 Raakapäästöjen hallinta

Muuttuvalla venttiilien ajoituksella voidaan vaikuttaa pakokaasupäästöjen tasoihin sekä moottorin sisäisen palotapahtuman hallinnalla, että pakokaasujen koostumukseen ja lämpötilaan vaikuttamalla. Raakapäästöt ovat moottorin palamistapahtuman aikana muodostuneita käsittelemättömiä päästöjä. Dieselmoottorin tuottamat raakapäästöt koostuvat suurelta osin vedestä (H_2O), hiilidioksidista (CO_2) ja ylimääräiseksi jääneestä ilmasta,

mutta lisäksi saasteista, jotka ovat terveydelle ja ympäristölle haitallisia. Epäpuhtaan palamisen johdosta esiintyviä haitallisimpia saasteita ovat hiilivedyt (HC), hiilimonoksidi (CO), typen oksidit (NO_x) sekä hiukkaset (PM). [19]

Pakokaasujen uudelleen kierrätys dieselmootorissa edesauttaa vähentämään typen oksidien muodostumista. Typen oksidit vähenevät pakokaasujen uudelleen kierrätyksessä, sillä pakokaasun massavirtaus pienenee ja inertin kaasun määrä palotilassa kasvaa, jolloin palamistapahtuma on hitaampi ja paikallisia lämpötilahuippuja ilmenee vähemmän. Myös hapen osapaineen laskeminen kaasuseoksessa vähentää typen oksidien syntymistä. Pakokaasujen uudelleen kierrätyksen käyttöä rajoittaa kuitenkin hiukkaspäästöjen määrän kasvaminen sekä syttymisen viivästyminen. [24]

Pakokaasujen uudelleen kierrätys voidaan toteuttaa venttiilien ajoituksella tai pakolinjasta pakotilaan putkea pitkin ohjausventtiilin avulla. Venttiilien ajoituksella toteutettuna on mahdollista lisätä jäännöskaasujen määrää palotilassa aikaistamalla pakoventtiilien sulkeutumista tai avaamalla pakoventtiilit imutahdin aikana. Myös imuventtiilien avaaminen vielä pakotahdin aikana lisää jäännöskaasun määrää palotilassa, sillä osa pakokaasuista pääsee imusarjaan ja kulkeutuu seuraavan imutahdin aikana uudelleen palotilaan. Uudelleen kierrätetyn pakokaasun korkea lämpötila saattaa rajoittaa pakokaasujen uudelleen kierrätyksen käyttöä tällä menetelmällä. [24]. Toisaalta siirryttäessä pakotahdilta imutahdille, imu- ja pakoventtiilien ollessa sopivan ajan yhtäaikaaisesti auki, pakokaasut poistuvat tehokkaammin palotilasta ja sylinterit jäähtyvät [24]. Tähän vaikuttaa silloin myös moottorin käyntinopeus, ilmamassan liikkeen inertiaa johtuen. Muuttuvan venttiiliajoituksen tulee toimia myös riittävällä tarkkuudella, jotta kaasujen vaihto toimii halutulla tavalla.

Typen oksidien osuutta pakokaasussa voidaan vähentää myös laskemalla sylinterin paine huippuja, sekä lämpötilaa kun moottoria käytetään suurella kuormalla. Miller-työkierros kutsutulla menetelmällä tämä voidaan toteuttaa lyhentämällä tehollista puristussuhdetta verraten teholliseen laajenemissuhteeseen. Tehollinen puristussuhde on sylinterin kokonaistilavuuden suhde sylinterin pienimpään tilavuuteen. Tässä yhteydessä kokonaistilavuus on usein puristustahdin alkamisen eli alakuolokohdan jälkeen määrääntyvä sylinterin tilavuus, kun kaikki venttiilit ovat sulkeutuneet. Pienin sylinterin tilavuus on puristustahdin loputtua yläkuolokohdassa. Tehollinen laajenemissuhde voidaan ilmoittaa työtahdin lopussa olevan sylinterin kokonaistilavuuden ja työtahdin alussa olevan pienimmän tilavuuden suhteena. Pakoventtiilien aukeamisen ajoitus määrittää tehollisen laajenemissuhteen suuruuden. Miller-työkierrossa imuventtiilien sulkeutumisen aikaistaminen tai jättäminen lyhentää tehollista puristussuhdetta ja pakoventtiilien aukeamisen ajoitusta ei muuteta. Lämpötila laskee tällöin puristustahdin lopussa verrattuna tavanomaiseen nelitahtikiertoon ja geometrisen puristussuhteen kasvattaminen on mahdollista. Samalla tehollisen laajenemissuhteen pituutta on mahdollista kasvattaa, jolloin hyötysuhde kasvaa. [16]

2.4.2 Päästöjen jälkikäsittelyn toiminnan tehostaminen

Moottoreiden tuottamien päästöjen sallitut raja-arvot kiristyvät jatkuvasti, joten raaka-päästöjä ei ole mahdollista päästää ilmakehään käsittelemättöminä juurikaan missään tapauksessa. Tyypillisesti seurattavia saasteita ovat hiilimonoksidit, hiilivedyt, typen oksidit, hiukkaset ja myös partikkeliluku (PN). Saasteiden määriä pyritäänkin pienentämään erilaisin pakolinjaan asennettavien jälkikäsittelylaittein ja suodattimin. DOC (engl. diesel oxidation catalyst) on pakolinjaan asennettava diesel katalysaattori, jolla hapetetaan hiilimonoksideja, hiilivetyjä ja sen johdannaisia vesihöyryksi sekä hiilidioksidiksi. Tehokkaan kemiallisen reaktion aikaansaamiseksi on pakolämpöjen oltava riittävän korkeat, riippuen pakokaasun koostumuksesta noin 170-200°C alueella. Dieselmoottorin tuottamat hiukkaset koostuvat osittain hiilivedyistä lämmön noustessa, joten hiilivetyjen hapetuksen myötä vähenevät myös hiukkaspäästöt. Tämän päivän dieselmoottoreiden jälkikäsittelylaitteistossa DOC:in merkitys ja tärkein tehtävä on hapettaa typpimonoksidit (NO) typpidioksidiksi (NO_2). Typpidioksidit edesauttavat DOC:in jälkeen pakolinjassa olevien hiukkassuodattimen ja katalyyttipelkistimen toimintaa. Lisäksi dieselkatalysaattorilla voidaan nostaa pakokaasun lämpötilaa, kun hiilimonoksideja ja hiilivetyjä hapetetaan runsaita määriä, lisäämällä polttoaineen syöttöä ennen DOC:ia. Tällä menetelmällä voidaan saada aikaan hiukkassuodattimella tapahtuva aktiivinen regenerointi. [24] [18]

DPF (engl. diesel particulate filter) on hiukkassuodatin, joka toimii fyysisesti hiukkasia keräävänä järjestelmänä dieselmoottorin pakolinjassa. Hiukkassuodattimen rakenne on huokoinen ja se valmistetaan keraamisista materiaaleista ja myös sintratuista metalleista. Suodattimilla vähennetään dieselmoottoreiden hiukkaspäästöjä. Suodattimet täyttyvät kuitenkin nopeasti noesta ja tarvitsevat puhdistamisen pakokaasujen vastapaineen kasvamisen estämiseksi. Suodattimelle suoritetaan regenerointi, joka tarkoittaa noen polttamista suodattimen sisältä. Hiukkaset hapettuvat hapen (O_2) ja typpidioksidin avulla muodostaen pääasiassa hiilidioksidia. Reaktion toteutumiseen vaaditaan korkea lämpötila, joka on 300-450 °C kun typpidioksidia on riittävästi saatavilla. Lämpö voidaan ottaa pakokaasusta suoraan, jolloin regenerointi toimii passiivisesti moottorin käytön aikana. Tällöin suodattimessa on usein katalyytteja, joiden avulla noen palaminen on mahdollista pakokaasulla tavoitettavalla lämpötilalla. Aktiivisissa suodattimissa regenerointi pitää tehdä nostamalla lämpötilaa muilla menetelmillä, kuten jo mainitulla DOC:in avulla, sähköisillä lämmittimillä tai moottorin toimintojen hallinnalla. Aktiivinen regenerointi tulee tarpeeseen määrätyn väliajoin. [24] [40]

SCR (engl. Selective catalytic reduction) katalyyttipelkistin järjestelmää käytetään typen oksidien vähentämiseen pakokaasussa. Toiminta perustuu tiettyjen typen oksidien vähentämiseen pelkistämällä ammoniakilla (NH_3), joka on käytännön toteutuksissa usein toteutettu sekoittamalla veteen laimennettua ureaa pakokaasun joukkoon ennen SCR katalyyttia. Kemiallisten reaktioiden tapahtuessa, ureasta muodostuu ammoniakkia ja hiilidioksidia. Matalissa, alle 300°C lämpötiloissa on tärkeää, että typpidioksidin tasot ovat riittävät pakokaasussa, jotta typen oksidien alentavat reaktiot ovat mahdollisia. [24]

Jälkikäsitteilylaitteiston optimaalinen ja hyvällä hyötysuhteella tapahtuva toiminta vaatii riittävästi lämmöntuottoa. Muuttuvalla venttiilien ajoituksella on mahdollista vaikuttaa pakokaasun lämpötilaan, moottorin käydessä kevyelläkin kuormalla. Kuten raakapäästöjen hallinta -kappaleessa on esitetty, voidaan pakokaasujen uudelleen kierrätyksellä saada palotapahtuman paikalliset sylinterin lämpötilahuiput alemmaksi. Mutta lisätessä jäännöskaasun määrää riittävästi, saadaan pakokaasujen lämpötila kasvamaan, sillä sylinterin täyttö uudella ilmalla pienenee. [1]

Pakokaasun lämpötilan nostaminen tulee tärkeäksi silloin kun moottoria ajetaan kevyellä kuormituksella. Jo esitelty Miller -kierto toimii myös pakolämpötilan nostamisessa. Se alentaa volumetristä hyötysuhdetta, jolloin ilmapolttoaine seossuhde alenee ja saa aikaan pakolämpötilan nousun. Parhaillaan lämpötila voi nousta 100°C verran. [14]. Tällä tavalla voidaan vähentää lämpötilaa kasvattavan DOC:ille ruiskutettavan polttoaineen määrää tai mahdollisesti poistaa lisäruiskutus ennen DOC:ia kokonaan. Koska Miller -kierto saadaan aikaan imuventtiilien aikaisella tai myöhäisellä sulkemisella, on pakolämpötilan ajon aikainen hallinta mahdollista muuttuvalla venttiilien ajoituksella. Erityisesti myöhäinen imuventtiilien sulkeminen saa sylinterille imetyn ilman työntymään takaisin imusarjaan ja vähentää sylinteriin jäävää puristettavaa ilmamäärää. Myöhäinen imuventtiilien sulkeminen saa sylinterillä käyneen ilman lämpenemään ensin ja myös siten pakolämpötilan nousemaan. [17]

2.4.3 Suorituskyvyn optimointi

Kiinteässä venttiiliajoituksessa joudutaan tekemään aina jonkinlainen kompromissi moottorin käyttötilanteiden vaihdellessa. Muuttuva venttiilien ajoitus mahdollistaa moottorin suorituskyvyn optimoinnin paremmaksi vaihtelevissa käyttöolosuhteissa. Pakoventtiilien ajoitusta muuttamalla voidaan hallita polttoaineen kulutusta, sekä vääntömomentin tuottoa vaihtelevissa käyttötilanteissa. Moottorin pyörimisnopeuden muuttuessa on mahdollista samalla muuttaa pakoventtiilien aukeamisen ajoitusta siten, että saavutetaan pienempi tilanteen mukainen polttoaineenkulutus verrattuna kiinteään pakopuolen nokka-akselin ajoitukseen [16]. Vääntömomentin lisääminen on mahdollista matalilla moottorin pyörimisnopeuksilla sekä vaihtelevissa tilanteissa kun pakoventtiilin aukeamista aikaisetaan ahtopaineen kasvattamiseksi [16].

Venttiilien yhtäaikainen aukiolo (engl. Valve Overlap) tarkoittaa pakoventtiilin sulkeutumisen ja imuventtiilin aukeamisen välille jäävää aikaa, kun venttiilit ehtivät olemaan samaan aikaan auki. Venttiilien yhtäaikaista aukioloa hyödynnetään pakotahdin vaihtuessa imutahdille, joten mäntä on silloin lähellä yläkuoloa. Pakokaasun poistuessa pakoventtiilin avaamasta pakokanavasta, aiheutuu sen massan virtauksesta pieni paineen alenuma sylinterissä, jolloin sopivasti imuventtiiliä avatessa uusi täyttöilma saadaan imun voimalla sylinterille, kunnes mäntä alkaa myös kasvattamaan sylinterin tilavuutta. Ilmiö

lisää moottorin volumetristä hyötysuhdetta, jolla tarkoitetaan todellista imetyn ilmas-
san määrää verrattuna sylinterin imutilavuuteen, joka vastaisi ympäröivää ilmanpainetta
ja lämpötilaa. [37]

Muuttuvalla venttiilien toiminnalla voidaan hallita venttiilien yhtäaikaisen aukiolon pi-
tuutta eri kierrosalueilla. Matalilla kierroksilla korkean vääntömomentin tuottavilla moot-
toreilla suositetaan lyhyttä venttiilien yhtäaikaista aukioloa pakokaasujen ja puhtaan imuil-
man sekoittumisen välttämiseksi, kun ilmamassan inertia vaikutukset ovat pieniä. Moot-
torin käyttökierroksia ja kuormaa nostettaessa täytyy kuitenkin kaasujen vaihdolle antaa
enemmän aikaa kaasujen massan inertian vaikutuksen johdosta ja tällöin pidentämällä
venttiilien yhtäaikaista aukioloa ja kaasunvaihto tehostuu. [37]. Venttiilien yhtäaikaisen
aukiolon pituutta voidaan muuttaa imuventtiilien aukeamisen ja pakoventtiilien sulkeu-
tumisen ajoituksen muuttamisella. [31]

2.5 Muuttuva venttiilien toiminta

Perinteisesti venttiilikoneistot on toteutettu yhdellä tai useammalla kiinteästi ajoitetulla
nokka-akselilla. Imu- ja pakoventtiilien nosto, ajoitus sekä nostotapahtuman kesto ovat
tällä ratkaisulla aina kiinteitä nokka-akselin suunnitteluun sidottuja ominaisuuksia. Vent-
tiilien ajoituksen suunnittelussa on tällöin tehtävä usein kompromisseja huomioiden
moottorin eri käyttötilanteet, kun tavoitellaan polttoaineen kulutuksen taloudellisuutta te-
hontuottoon nähden tai sylinterin mahdollisimman suurta täyttöastetta. [23]. Muuttuva
venttiilien toiminta VVA (engl. variable valve actuation) on erilaisten teknologien avulla
toteutettua venttiilien ajoituksen, keston tai venttiilinnoston tai näiden yhdistelmien muut-
tamista. Muuttuvan venttiilien toiminnan eri järjestelmiä voidaan luokitella nokka-akse-
lilla varustettuihin järjestelmiin ja nokka-akselittomiin järjestelmiin [23]. Nokka-akselilla
varustettu järjestelmä on rajoitettu nokka-akselin nokkaprofiilin avulla toteutettuun vent-
tiilitapahtumaan, joten venttiilien toimintaan vaikuttaminen on rajallista. Eduksi voidaan
lukea järjestelmien yksinkertaisuus, jolloin vikatilanteidenkaan sattuessa ei välttämättä
aiheudu venttiilien ja mäntien törmäystä. Nokka-akselittomat järjestelmät mahdollistavat
laajat säätömahdollisuudet muuttuvalle venttiilien toiminnalle, mutta ovat riskialttiimpia
venttiilien ja männän törmäämisen tapahtumiselle. [16].

Nokka-akselilla varustetut järjestelmät voidaan jakaa muuttuvaan venttiilien ajoitukseen
VVT/VTC (engl. variable valve timing / valve timing control) sekä muuttuvaan venttiili-
tapahtumaan ja -nostoon VVL (engl. variable valve lift), niiden toimintatapojen mukai-
sesti. Muuttuvassa venttiilien ajoituksessa vaikutetaan venttiilitapahtumien vaiheiden eli
venttiilin aukiolotapahtuman ajoittamiseen ilman suurta vaikutusta venttiilin noston
muuttamiseen. Tämä voidaan toteuttaa nokka-akselin vaiheen muuttamisella, venttiiliko-
neiston geometriaa muuttamalla tai venttiilin nostoprofiilin erottamisella nokkaprofii-
lista. Muuttuvalla venttiilitapahtumalla ja -nostolla muutetaan venttiilien nostokorkeutta
ja noston kestoja tai vain toista ominaisuuksista. Käytetyt teknologiat tukevat portaattonta
venttiilien nostoprofiilin säätymistä kahden raja-arvon välillä tai toimivat portaittain,

vaihtaen nostoprofiilia, jota venttiili seuraa. Toteutustapoja ovat nokkaprofiilin vaihtaminen, joutoliikkeen hyödyntäminen ja venttiilikoneiston vivuston geometrian muuttaminen. Nokka-akselia hyödyntävät järjestelmät voivat olla myös muuttuvan venttiilien ajoituksen ja muuttuvan venttiilitapahtuman ja -noston yhdistelmiä. [16]. Muuttuvan venttiilien ajoituksen käsitteeseen mahtuu paljon erilaisia järjestelmiä, eikä järjestelmien kategorisointiin ole olemassa standardoitua menetelmää. Täten järjestelmien määrittely johonkin tiettyyn kategoriaan ominaisuuksiensa puolesta voi olla hankalaa ja esimerkiksi venttiilitapahtuman ja -noston muuttamiseen soveltuva järjestelmä saattaa osittain muuttaa myös venttiilien ajoitusta. Järjestelmien kategorisointi kuitenkin selkeyttää niiden pääasiallisen käyttötarkoituksen havainnollistamista. Taulukossa 2 on esiteltynä muuttuvaan venttiilien toimintaan liittyvät menetelmät.

Venttiilien muuttuva toiminta		Muutostapa
Nokka-akselikäyttöinen järjestelmä	Muuttuva venttiilien ajoitus	Nokka-akselin vaihekulman muuttaminen
		Venttiilikoneiston geometrian muuttaminen
		Venttiilin nostoprofiilin ja nokkaprofiilin erotus toisistaan
	Muuttuva venttiilitapahtuma ja -nosto	Nokkaprofiilin vaihtaminen
		Joutoliikkeen käyttö
		Venttiilikoneiston vivuston geometrian muuttaminen
Nokka-akseliton järjestelmä	Muuttuva venttiilien ajoitus, venttiilien nosto sekä venttiilitapahtuma	Sähkömekaaninen venttiilin toimilaite
		Sähköhydraulinen toimilaite

Taulukko 2. Venttiilien muuttuvan toiminnan menetelmät. [15] [37].

2.6 Venttiilien ajoituksen muuttaminen nokka-akselikäyttöisessä moottorissa

Tässä työssä keskitytään moottorirakenteeseen, jonka perussuunnittelu pohjautuu nokka-akseli käyttöiseen venttiilikoneistoon. Käytössä on yksi sylinterikannen yläpuolinen nokka-akseli SOHC (engl. single over head camshaft), joka ohjaa imu- ja pakoventtiilejä. Nokka-akselin nykyistä rakennetta pyritään käyttämään soveltuvien venttiiliajoitusjärjestelmien konseptoinnissa, mutta myös yhden nokka-akselin imu- ja pakonokkien keskinäi-

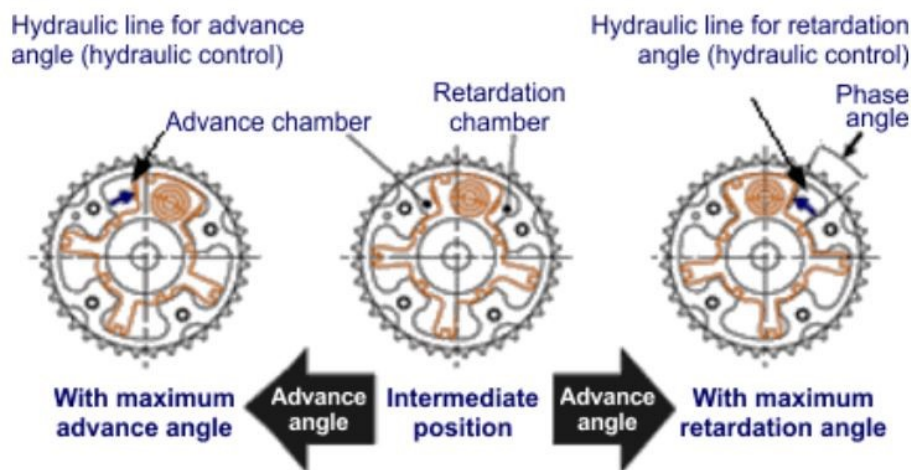
nen vaihekulmamuuutos voisi sopivalla toteutuksella olla mahdollinen. Muuttuvan venttiilien toiminnan järjestelmät rajataan tässä vaiheessa nokka-akselikäyttöön soveltuviin muuttuvan venttiilien ajoituksen mahdollistaviin järjestelmiin. Kyseiset järjestelmät ovat aiemmin mainitut nokka-akselin vaihekulman muuttamiseen, venttiilikoneiston geometrian muuttamiseen sekä venttiilin nostoprofiilin ja nokkaprofiilin toisistaan erottamiseen soveltuvat järjestelmät.

2.6.1 Nokka-akselin vaihekulman muuttaminen

Yleisesti käytetty ratkaisu venttiilien ajoituksen muuttamiseen on nokka-akselin vaihekulman muuttaminen kampiakselin vaihekulmaan nähden. Nokka-akselin vaihekulmaa voidaan aikaistaa ja jättää ajoitusmuuntimella, joka on usein asennettu nokka-akselin toiseen päähän tavanomaisen hammaspyörän, ketjupyörän tai hihnapyörän korvaajaksi. Nokka-akselia pyörittävä vääntömomentti voidaan ottaa kampiakselilta kuten kiinteästi ajoitetuissa järjestelmissä. Ajoitusmuunnin voi toiminnaltaan pystyä ohjaamaan nokka-akselin vaihekulmaa kahden ääripään välillä vapaasti tai pelkästään kiinteästi kahden asennon välillä. [16]. Ajoitusta muutetaan moottorinohjausjärjestelmällä moottorin pyörimisnopeuden ja kiihtyvyyteen perustuen ja ainakin 60° säätöalue on mahdollinen jatkuvasti säätävissä järjestelmissä [37]. Yleisesti tunnettuja toteutustapoja ovat hydraulisesti säätävät ajoitusmuuntimet, mutta lisäksi käytössä on sähkömekaanisia ja mekaanisesti säätäviä ajoitusmuuntimia. Vaihekulman muutoksen voi tehdä imuventtiilejä tai pakoverventtiilejä ohjaavalla nokka-akselilla. Yhden nokka-akselin järjestelmissä imu- ja pakonokat ovat kuitenkin vaihekulmiltaan keskenään kiinteästi sidottu, joten esimerkiksi venttiilien yhtäaikaisen aukiolon muuttamista ei silloin voida toteuttaa. Yleiset säätönopeusvaatimukset nokka-akselin ajoitusmuuntimille ovat noin 500 kammenkulman astetta sekunnissa [5].

Nokka-akselin ajoitusmuuntimista hydraulisesti säätävässä rakenteessa on staattori ja roottori. Roottori on ajoitusmuuntimen sisällä sijaitseva komponentti, joka on kiinnitetty nokka-akseliin. Staattori on ajoitusmuuntimen ulko-osa, joka kiinnittyy hammaspyörään, hammasrattaaseen tai hihnapyörään, nokka-akselin käyttömomentin välitystä varten. Staattorin ja roottorin välille jää kammiot, jotka roottorin siivet jakavat aikaistaviin ja jätettäviin kammioihin. Staattorille kampiakselilta välitettävä vääntömomentti saadaan johdettua roottorilla nokka-akselille, kun kammiot täyttyvät öljyllä. Kun öljynpainetta lisätään jätettäviin kammioihin, nokka-akselin ajoitus viivästyy ja öljynpaineen kasvaessa aikaistavissa kammioissa saadaan nokka-akselin ajoitus aikaisemmalle. [15]. Kuvassa 4 on esitetty roottorin ja staattorin jakamat kammiot. Öljynvirtausta kammioille voidaan ohjata esimerkiksi 4/3 proportionaaliventtiilillä, joka on sijoitettu etäälle ajoitusmuuntimesta tai roottorin keskelle samaan rakenteeseen. Proportionaaliventtiiliä säätelee moottorin ohjausyksikkö. [30] [5]. Venttiilin sijoituspaikka vaikuttaa ajoitusmuuntimen säätötarkkuuteen, sillä öljyn kokoonpuristuminen ja järjestelmän vuotaminen vaikuttavat sää-

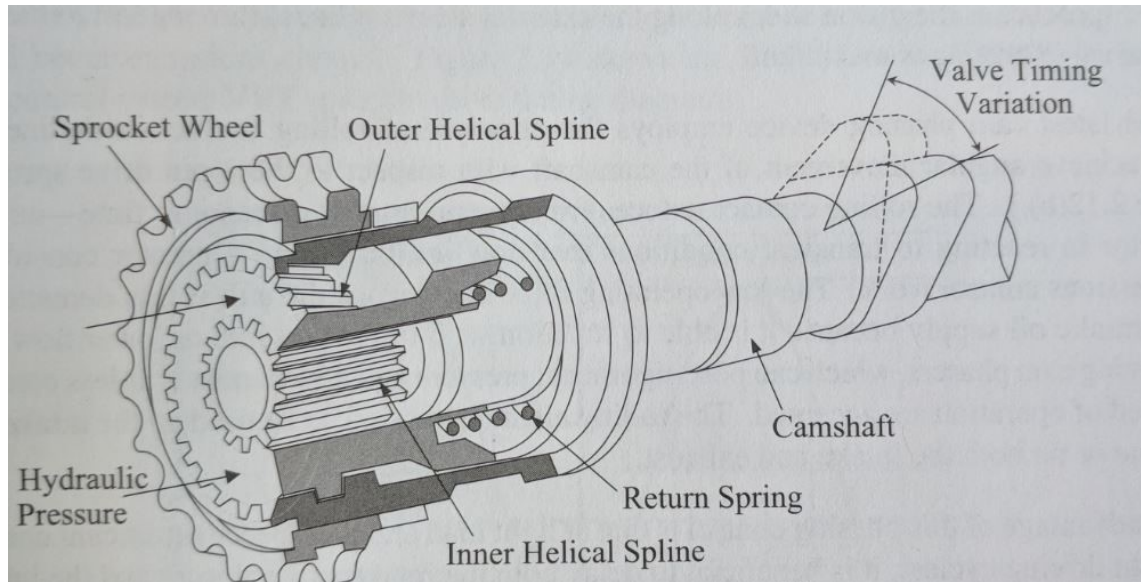
tötarkkuuteen heikentävästi, kun venttiili on sijoitettu etäälle. Roottorin yhteydessä sijaitseva venttiili onkin tästä syystä parempana pidetty rakenneratkaisu verrattuna etäällä olevaan venttiiliin. Hydraulisen ajoitusmuuntimen säätönopeus riippuu käytetystä öljynpaineesta ja nokka-akselin vääntömomentin vaihtelun suuruudesta. Hydraulinen ajoitusmuunnin ei toimi heti moottoria käynnistettäessä, sillä öljynpaine ei riitä sen säätämiseen. Lisäksi alhainen käyttölämpötila kylmäkäynnistyksessä voi estää säätämisen, kun öljynpaine ei ole heti riittävä. Näitä tilanteita varten ajoitusmuunnin yleensä lukitaan joko jätättävään tai aikaistavaan asentoonsa. Rakenteessa on usein lukitustappi, joka aukeaa lukitusasennosta riittävän öljynpaineen avulla. Lisäksi ajoitusmuunninyksikkö voidaan siirtää aikaistavaan perusasentoonsa jousen avulla. [5] Monissa imuventtiileitä ohjaavan nokka-akselin ajoitusmuuntimissa lukitus tehdään jätättävään ääriasentoon hyvän kylmäkäynnistymisen takaamiseksi, joka voi osaltaan rajoittaa ajoitusmuuntimen suurinta jätättävän ajoituksen toteuttamista [16].



Kuva 4. Delphin hydraulisen nokka-akselin ajoitusmuuntimen roottori aikaistavassa, vakio- ja jätättävässä asennossa [16].

Nokka-akselin päässä olevasta hydraulisesta toimilaitteesta on olemassa myös rakenteita, joiden sisällä on nokka-akselin vaihekulmaa muuttava ajoitusmäntä. Ajoitusmäntä on holkin kaltainen komponentti, jonka ulkoseinämällä on vinot hammasurat ja sisäseinämällä suorat hammasurat. Rakenne on esitelty kuvassa 5. Ajoitusmäntä on välikappale, jonka kautta vääntömomentti siirtyy ajoitusmuuntimen käyttöpyörältä nokka-akselille. Käyttöpyörän sisäseinämällä on vinohammastus, joka asettuu männän ulkoseinämän vinohammasuriin ja nokka-akselilla on suorat hammasurat, jotka asettuvat männän sisäseinämän uriin. Moottorin käydessä ajoitusmäntää ohjataan öljynpaineella. Ulkoisella ohjaussolenoidilla ohjataan rakenteessa olevaa ohjausmäntää ja normaaliasennossa ohjaussolenoidin kara on kiinni. Nyt moottoriöljy virtaa paineen vaikutuksesta laakerituennan kautta nokka-akselille, jossa öljy virtaa nokka-akselin pätyyn. Pädystä öljy virtaa ajoitusmännän sylinteriporauksen puolelle, josta öljy virtaa ohjausmännän ohi avoimista kanavista takaisin öljypohjaan ja venttiilien ajoitus pysyy ennallaan. Kun moottorinohjaus

kytkee sopivien olosuhteiden vallitessa ohjausventtiilin karan auki, niin öljynvirtaus saa ohjausmännän liikkumaan, jolloin se sulkee öljypohjaan johtavat kanavat. Öljyn poistumisen estyessä, kasvaa paine ajoitusmännän päätypuolella ja mäntä siirtyy nokka-akselin suoria hammasuria pitkin vasten nokka-akselin laippaa. Samalla nokka-akselin vaihekulma muuttuu, sillä käyttöpyörän sisäseinämän vinohammastus ja männän ulkosivun vinohammastus pakottavat ketjupyörän ja nokka-akselin keskinäisen kiertokulman muuttumaan ja venttiilien ajoitus muuttuu. [37]

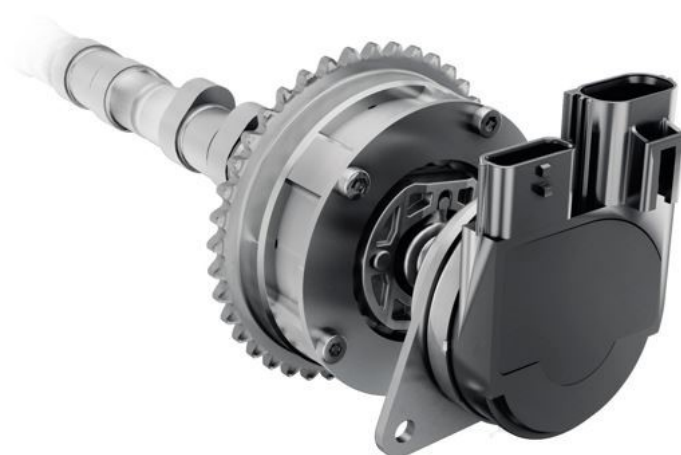


Kuva 5. Hydraulinen mäntäkäyttöinen nokka-akselin ajoitusmuunnin [37].

Sähköiset ajoitusmuuntimet muuttavat nokka-akselin vaihekulmaa sähkömoottorilla, joka on usein kytketty vaihteistoon ennen nokka-akseliin kytkemistä. Nokka-akselille välittyvä vääntömomentti voidaan ottaa kampiakselilta, sillä tämäkin rakenne korvaa perinteisen nokka-akselin käyttöpyörän. Verrattaessa öljynpaineella toimiviin ajoitusmuuntimiin, ei sähkömoottoritoteutuksen suorituskyky ole niin riippuvainen moottoriöljyn lämpötilasta ja öljynpaineesta. Sillä saavutetaan nopeampi säätönopeus kuin hydraulisilla ajoitusmuuntimilla. [15]

Tyypillinen sähkömekaanisen ajoitusmuuntimen rakenne on toteutettu erillisellä sähkömoottorilla, joka kytketään nokka-akselin ajoitushammaspyörään. Sähkömoottorin akseli ei ole kiinnitetty suoralla välityksellä ajoitushammaspyörään, vaan välityksessä käytetään kolmella akselilla toteutettua vaihteistoa. Kuvassa 6 on ajoitusmuuntimen sähkömoottori ja vaihteisto. Vaihteiston ulostuloakseli on kytketty nokka-akseliin ja sisääntuloakseli on kytketty suoraan sähkömoottoriin. Kolmas akseli on itse vaihteiston runkorakenne, joka kiinnittyy ajoitushammaspyörään. Sähkömoottorin avulla ohjataan nokka-akselin ja kampiakselin keskinäistä vaihekulmaa vakioasentoon, jättäväksi tai edistäväksi. Sähkömoottorin akselin pyörimisnopeus on sama kuin nokka-akselin ja vaihteiston runkorakenteen pyörimisnopeus, kun käytössä on vakio ajoituskulma. Sähkömoottorin pyörimisno-

peutta muutettaessa hitaammaksi tai nopeammaksi vaihteiston runkorakenteeseen nähdessä, muuttuu nokka-akselin ja kampiakselin välinen vaihekulma ja venttiilien ajoitus. [30]



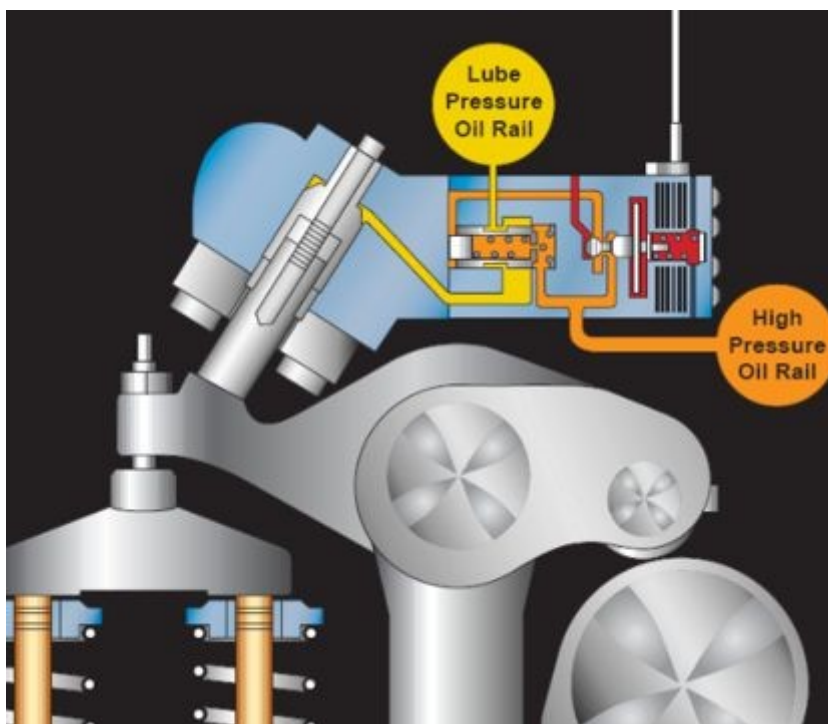
Kuva 6. Sähkömoottorikäyttöinen nokka-akselin ajoitusmuunnin. [2]

CTA(engl. camshaft torque actuated) ajoitusmuunnin on BorgWarner osakeyhtiön patentoima järjestelmä. Tässä ajoitusmuuntimessa käytetään nokka-akselin vääntömomenttia toiminnan voimanlähteenä, joten erillistä säätövoimalähdettä ei tarvita. Ulomman kehärakenteen sisällä on roottori, jossa on laipat, jotka jakavat kehärakenteen muodot kammi-oiksi. Roottori on asennettu kiinteästi nokka-akseliin ja kehärakenteeseen vaikuttava nokka-akselia pyörittävä vääntömomentti välitetään kampiakselilta. Rakenne on siis samankaltainen kuin yleisesti käytetyissä hydraulisesti toimivissa kammiorakenteisissa nokka-akselin ajoitusmuuntimissa. Erona on, että ajoituksen muuttamisen käyttövoima otetaan nokka-akselilta. Nokka-akseliin vaikuttavia voimia välittyy venttiilien jousista, venttiilien ja niiden ohjaamiseen käytettyjen komponenttien inertiaasta sekä nokka-akselin, venttiilien ja vivustojen kitkasta. Nokka-akselilla vaihtelee täten vääntömomentin suuruus ja suunta, kun imu- ja pakoverventtiilit aukeavat ja sulkeutuvat. Nokka-akselin pyörimissuunnan vastainen vääntömomentti muodostuu silloin kun venttiili seuraa nokka-profiilin nousevaa kylkeä. Kun nokkaprofiilin suunta vaihtuu laskevaan kylkeen, niin venttiili seuraa sitä ja vaikuttava vääntömomentti on pyörimissuunnan mukainen. Kaikkien venttiilien toiminta saa aikaan nokka-akselille vaihtuvaa vääntömomenttia. Vaihtelevaa momenttia käytetään ajoitusmuuntimen säätöön. Moottorin öljynvirtauksen avulla täytetään rakenteen sisällä olevat kammiot, jotka ovat eristetty muusta moottorin öljynpaineesta venttiilillä. Öljyn virtaussuuntaa kammioiden välillä ohjataan karaventtiilillä ja tämän virtauksen mahdollistaa nokka-akselilta roottorille saatu vääntömomentti, joka saa öljyn virtaamaan karaventtiilin avaamaa öljykanavaa pitkin jättättävään tai aikaistavaan kammioon. [22] [29].

2.6.2 Venttiilin nostoprofiilin erotus nokkaprofiilista

Venttiilien nostoprofiiliin voidaan vaikuttaa, muuttamatta nokkaprofiilin geometriaa, kun erotetaan venttiilin kontakti nokkaprofiilista. Usein muutetaan venttiilien sulkeutumista aikaisemmaksi tai myöhemmäksi. Toiminto voi olla toteutettu painamalla venttiiliä auki mekanismilla pidempään kuin nokka-akselin nokan profiili mahdollistaa tai muokkaamalla nokan profiilin vaikutusta venttiilin nostoon hidastamalla venttiilin sulkeutumista. [15].

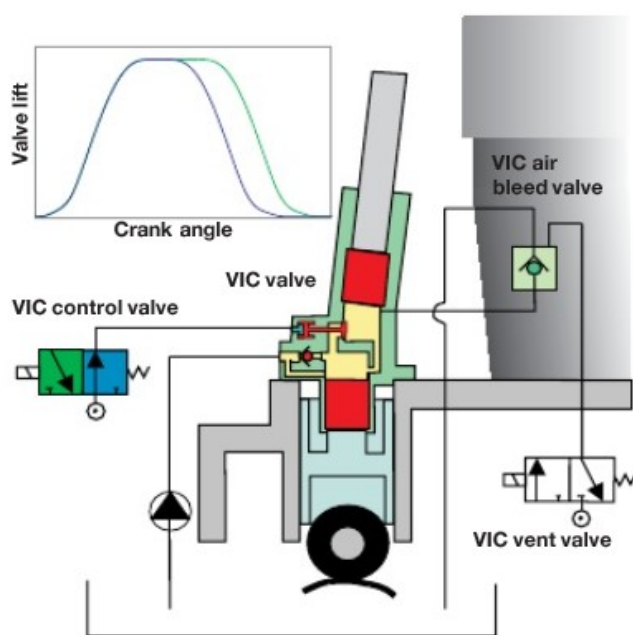
Venttiilin nostotapahtuman aikaa säättävä hydraulinen toimilaite erottaa venttiilin nokkaprofiilista siten, että nostotapahtuma pitkittyy. Tällainen järjestelmä on käytössä esimerkiksi Caterpillarin raskaissa ACERT moottoreissa, imuventtiilien ajoituksen muuttamista varten. Järjestelmässä on karaventtiili, jota ohjataan solenoidiventtiilin avulla. Kun solenoidiventtiili ei ole aktivoitu, se päästää öljynpaineen karaventtiilin molempiin pätyihin ja karan jousi painaa sen toiseen pätyasentoon, kuten kuvassa 7 on esitetty. Silloin rakenteessa oleva mäntä ei liiku ulospäin, sillä vallitseva öljynpaine on pieni. Kun solenoidiventtiili aktivoidaan, öljynpaine laskee karaventtiilin toisella puolella, joten öljynpaine pakottaa sen liikkumaan toiseen laitaan ja karaa painava jousi puristuu kasaan. Nyt kara päästää öljyn virtaamaan männänvarsi painaa imuventtiiliä keinuviivusta auki, pidempään kuin normaali nokkaprofiili mahdollistaisi. [15].



Kuva 7. Imuventtiilin ja nokkaprofiilin erottaja, Caterpillarin käyttämä teknologia. [15]

Wärtsilän VIC (engl. variable inlet valve closure) järjestelmä on ajoitusmuunnin, jonka ideana on jättää imuventtiilin sulkeutumista, kuten Caterpillarin järjestelmässä. Järjestelmä mahdollistaa imuventtiilien jättämisen noin 30° verran kammenkulmaan nähden.

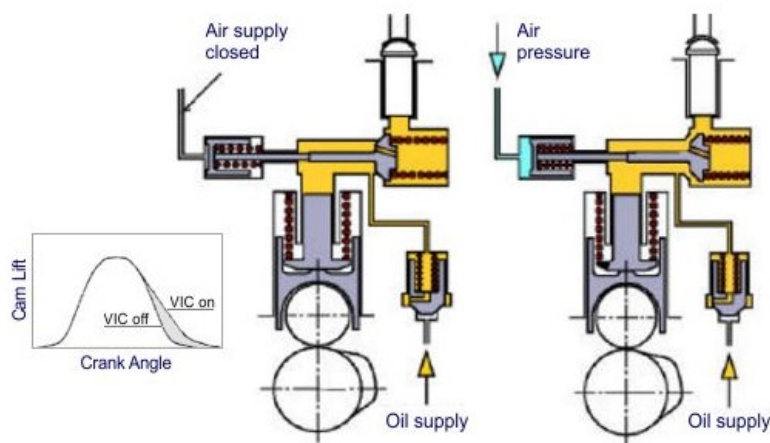
Seuraajan ja työntötangon välissä on hydraulisesti toimiva järjestelmä, jossa on kaksi sylinteriä välittämässä komponenttien liikettä hydraulisesti. Sylintereiden välillä on kaksi öljykanavaa, joista toisen virtausta ohjataan seuraajan sijainnilla ja toisen virtausta ohjataan venttiilillä. Seuraaja on kosketuksissa hydraulimäntään, joka liikkuu seuraajan liikkeen mukaisesti ja saa aikaan öljyn virtaamisen kanavan kautta toiselle männälle. Toinen mäntä välittää liikkeen imuventtiiliä avaavalle työntötangolle. Kuvassa 8 oleva ohjausventtiili ohjaa kammion toisen kanavan aukeamista. Ohjausventtiilin ollessa auki asennossa, pääsee öljy virtaamaan vapaasti ja työntötangon liike seuraa seuraajan mukaista laskuliikettä muuttumattomana mäntien välityksellä. Nostoliike välittyy aina työntötangolle, öljykanavan venttiilin rakenteen ansiosta. Kun ohjausventtiili on suljetussa asennossa, työntötanko jää kannattelemaan imuventtiiliä auki seuraajan laskuliikkeen aikana, kunnes seuraajan mäntä on tarpeeksi alhaalla ja avaa toisen kanavan sylintereiden välillä. [39][16]. Venttiilitapahtuma saadaan täten pitkittymään ja imuventtiilin sulkeutuminen viivästyy.



Kuva 8. Imuventtiilien sulkeutumista jätättävä Wärtsilän VIC -järjestelmä [39]

Vastaava imuventtiilin sulkeutumista jätättävä teknologia löytyy Sulzerin valmistamista ZA50S dieselmoottoreista. Rakenne on vastaava kuin aiemmin esitetystä Wärtsilän ajoitusmuuntimessa. Rakenteeseen kuuluu kaksi mäntää, joista toinen on seuraajalla ja toinen työntötangolla. Seuraaja ohjaa ensimmäisen männän liikettä, joka välittää hydraulisesti liikkeen toiselle männälle liikuttaen samalla työntötankoa. Öljynvirtausta hallitaan ilmanpaineella ohjatulla venttiilillä, jolla suljetaan mäntien välinen öljykanava, kun nokkaprofiili laskee. Silloin työntötangolla oleva mäntä laskee hitaasti, kun öljy pääsee virtaamaan

vain kuristimen kautta öljykiertoon, ja imuventtiili pysyy kauemmin auki ja tekee nokka-profiilista poikkeavaa nostoprofiilia. Kun ilmanpaineventtiili on auki, öljy pääsee virtaamaan mäntien välillä vapaasti ja männät seuraavat toistensa liikettä täydellisesti. Kuvassa 9 on ajoitusmuuntimen toimintaperiaatekuva. [15]



Kuva 9. Imuventtiilien sulkeutumista jättävä Sulzerin järjestelmä[15]

2.6.3 Nokka-akselin imu- ja pakonokkaprofiilien välisen vaihekulman muuttaminen

Moottorit, joissa on yksi venttiileitä ohjaava nokka-akseli, ovat haasteellisia venttiilien ajoituksen muuttamisen kannalta, jos ajoituksen muuttaminen tapahtuu nokka-akselin vaihekulmaa säätämällä. Ongelmana on molempien, sekä imu- että pakonokkien vaihekulman muuttuminen, jos vain toista olisi tarpeellista muuttaa. Silloin säätömahdollisuus on rajallinen. Ratkaisuna on eri valmistajien toimesta kehitettyjä sisäkkäisiä nokka-akseleita, joissa on mahdollista hallita imu- ja pakonokkien ajoitusta vaikuttamatta toisiinsa ajoituksiin.

Mechadynen valmistama DuoCam mahdollistaa yhdellä nokka-akselilla olevien imu- ja pakonokkien asetelmien itsenäisen kulman säätämisen. Rakenne on suunniteltu siten, että se soveltuu suoraan vaihdettavaksi tavanomaisten nokka-akselien tilalle. Rakenteessa on sisäakseli ja ulommainen putkiakseli. Sisäakseli pyörii vapaasti putken sisässä ja putkeen on tehty lovet, joista asennetaan läpitaipakselin läpi. Taipakselin lukitsevat akseliin nokat, jotka liukuvat putken päällä lovien salliman kulma verran. Toisen nokat sijaitsevat kiinteästi putkeen lukittuina. Akselia ja putkea voidaan toisistaan riippumatta tietyn kulman

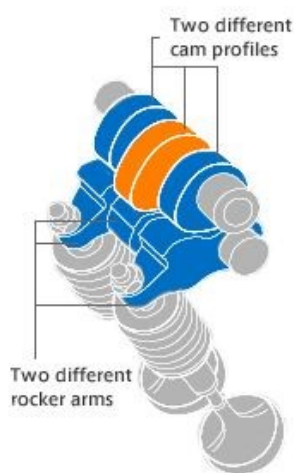
verran. Putken ja akselin säätämistä varten Mechadyne on kehittänyt oman ajoitusmuuntimen, jossa on kaksi roottoria. Rakenteessa takimmainen roottori on kiinnitetty nokka-akselin putkiosaan ja etummainen roottori on kiinnitetty akseliosaan. Roottoreille ohjataan kahdella eri solenoidilla öljyvirtaa säätötarpeen mukaisesti. [20]

2.7 Muuttuvan venttiilien toiminnan muut toteutustavat

Nokka-akselikäyttöisessä moottorissa venttiilitapahtuman ja -noston muuttaminen voidaan toteuttaa vaihtamalla nokkaprofiilia, käyttämällä joutoliikettä tai muuttamalla venttiilikoneiston vivuston geometriaa. Lisäksi on kehitetty erilaisia nokka-akselittomia järjestelmiä, jotka ovat yleisesti harvinaisempia. Näiden järjestelmien etuna on niiden kyky muuttaa venttiilien ajoitusta, venttiilien nostoa ja venttiilitapahtumaa samalla järjestelmällä ilman rajoituksia. Tässä työssä konseptointi rajataan muuttuvan venttiilien ajoituksen mahdollistaviin järjestelmiin nokka-akselikäyttöisessä moottorissa, mutta järjestelmien tuntemuksen kannalta on myös syytä käsitellä venttiilitoimintaa muuttaviin järjestelmiin rajauksen ulkopuolelta. Aihepiirin syvällisempään perehtymiseen suosittelen tutustumaan kirjaan Introduction to engine valvetrains [37]. Valmistajien välillä on runsaasti keskenään samankaltaisia toteutustapoja, joten samankaltaisten järjestelmien esittely sivuutetaan.

2.7.1 Nokkaprofiilin vaihtaminen

Honda on kehittänyt kaksivaiheisen VTEC (engl. variable valve timing and lift electronic control) järjestelmän ja kolmivaiheisen i-VTEC järjestelmän, joiden perusideana on vaihtaa moottorin käytön aikana eri kuormitus- ja nopeusalueisiin soveltuvat nokkaprofiilit. Kaksivaiheisessa VTEC:issä on kaksi erilaista nokkaprofiilia ja kolme keinuvipua. Kuvasta 10 nähdään nokkien ja keinuvipujen sijoittelu. Matalilla käyttökiertoilla, käytetään kahta reunimmaista keinuvipua, jotka seuraavat kahta samanlaista nokkaa. Venttiilit aukeavat niiden nokkaprofiilien mukaisesti, keskimmäisen keinuvivun tehdessä hukkatyötä keskimmäisellä nokalla. Kun käyttökierrokset nousevat, otetaan keskimmäinen keinuvipu käyttöön, kun noussut öljynpaine siirtää synkronointimännän keinuvipujen välille. Nyt keskimmäisen keinuvivun seurattessa korkeinta nostoprofiilia, nostetaan venttiileitäkin sen mukaisesti. [37]



Kuva 10. Hondan VTEC mekanismi [32]

Kolmivaiheisessa i-VTEC:issä on imuventtiilien yhteydessä on kolme keinuvipua, jotka yhdistetään tai irrotetaan toisistaan synkronointimäntien avulla. Ajoitusmäntää ohjataan öljynpaineella ja siirtyessään se liikuttaa synkronointimäntää keinuvipujen välillä ja öljynpaineen vähetessä jousivoima siirtää synkronointimännän takaisin alkuperäiseen asemaansa. Matalilla kierroksilla käyttökeinuvipu ja toissijainen keinuvipu eivät kytkeydy keskimmaiseen keinuvipuun, mutta kaikilla keinuvivuilla on omat nokat joita ne seuraavat. Jokaisen nokan profiili on erilainen. Ensimmäinen nokka on vain lievästi nostava profiili, keskimäinen on suurimmalla nostolla oleva profiili ja kolmas nokka on perusnostolla oleva nokka. Matalilla kierroksilla vain yksi venttiili tekee nostoliikkeen, toisen venttiilin auetessa vain hivenen, jotta polttoaine ei pääse kertymään sen taakse. Kun moottorin käyttönopeudet nousevat keskivaiheille, lukitaan ensimmäinen ja kolmas keinuvipu toisiinsa männän avulla. Nyt molemmat venttiilit seuraavat kolmannen nokan perusnostoa. Korkeilla kierroksilla lukitaan vielä keskimäinen keinuvipu ensimmäisen ja kolmannen kanssa ja nosto on korkeimmillaan molemmilla venttiileillä. Keinuvipujen lukittautuessa toisiinsa, ne seuraavat aina korkeimman nokkaprofiilin muotoa. [37]

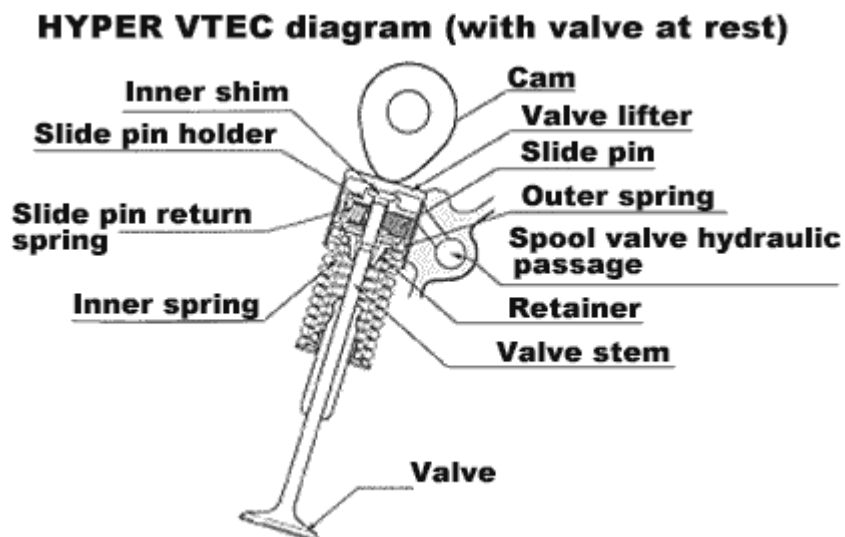
2.7.2 Joutoliikkeellä toteutetut mekanismit

Joutoliikettä hyödyntävä kahden eri nostoprofiilin mahdollistavia järjestelmiä on toteutettu profiilia vaihtavilla seuraajavivuilla. Seuraajavivun rakenteessa on sisempi ensisijainen vipu ja ulompi toissijainen vipu, jotka ovat toisissaan kiinni joutoliikkeen mahdollistavalla jousella. Ensisijainen vipu kiinnittyy lautasventtiiliin ja mahdollistaa matalan nostoprofiilin toteuttamisen ottamalla liikkeen rullaseuraajalta, jolloin toissijainen keinuvipu tekee joutoliikkeen kevyenjousivoiman ansiosta. Rakenteessa on hydraulinen lukitustappi, jolla voidaan lukita toissijainen vipu ensisijaisen vivun kanssa yhteen ja toissijaisen vivun liukuseuraajat pysyvät kontaktissa nokkaprofiilissa. Nostoprofiili on nyt korkea. Rakenteen sijoittelu venttiilikoneistossa on esitetty kuvassa 11. [15]



Kuva 11. Kaksi nostoprofiilia vaihtavaa seuraajavipua [28]

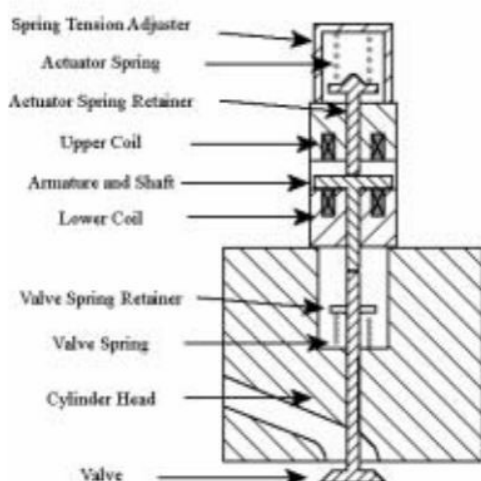
Kahden nostoprofiilin välillä vaihtamisen mahdollistavan tasoseuraajan toiminta perustuu myös joutoliikkeen käyttämiseen. Hondan Hyper VTEC järjestelmässä tasoseuraajien vierelle ohjataan öljynpaine karaventtiilin avulla. Tasoseuraaja tekee tyhjää liikettä poteroissaan kevyttä joustaa vasten, kun kanavassa ei ole painetta. Silloin lautasventtiili on lepotilassa ja pysyy suljettuna. Kun kanavaan ohjataan paine, liikahtaa tasoseuraajan sisällä oleva lukitustappi siten, että nokkaprofiilin liike välittyy tasoseuraajalta lautasventtiilille. [12]. Kuvassa 12 on esitelty seuraajan komponentit. Varsinaisia kahden erilaisen nostoprofiilin mahdollistavia tasoseuraajia on myös valmistettu, periaate on sama mutta tasoseuraajan geometria sallii myös matalan nostoprofiilin. [15]



Kuva 12. Tasoseuraaja lepoasennossa [12]

2.7.3 Nokka-akselittomat järjestelmät

Venttiilien avaamisen ja sulkemisen täydellinen ajoitus on mahdollista sähkömekaanisilla toimilaitteilla. Tämän tyyppiset toimilaitteet ovat riippumattomia kampiakselin asennosta, eivätkä tarvitse nokka-akselia toimiakseen. Lisäksi niillä voidaan hallita venttiilitapahtuman pituutta ja venttiilinostoa portaattomasti. Ankkuri on kiinnitetty suoraan venttiiliin. Toimilaitteen rakenteessa on ankkuri, jota voidaan liikuttaa rakenteen sisällä eri asentoihin. Normaalisti ankkuri on jousikuormitettu kahdesta suunnasta siten, että se on keskiasennossa, kun ylä- ja ala-asennon magneetteihin ei ohjata virtaa. Kun venttiili suljetaan, niin virta ohjataan ylämagneettiin ja venttiiliä avatessa alamagneettiin. Jousivoimaa kompensoidaan sopivilla virroilla, kun venttiili on liikkeessä. Kiihtyvyyksiä hallitaan sopivilla virtakäyrillä. Jokaisen venttiilin kohdalla on oma toimilaite, jota ohjataan sähköisellä venttiiliajoitusjärjestelmällä. Toimilaitteet sähköistetään erillisellä kampiakselikäytöllä pyöritettävällä generaattorilla. [37]. Kuvassa 13 on poikkileikkaus sähkömekaanisesta toimilaitteesta.



Kuva 13. Sähkömekaaninen toimilaite venttiilille [38]

3. AJOITUSMUUNTIMEN KONSEPTOINTI

3.1 Soveltuvat ajoitusmuuntimet

AGCO Powerin kuusisylinteriseen dieselmoottoriin tehtävä ajoitusmuuntimen suunnittelu tulee aloittaa juuri kyseiseen moottoriin parhaiten soveltuvan rakenteen arvioimisella. Vaihtoehtojen vertailuun voidaan käyttää olemassa olevia laatutyökaluja, joilla helpotetaan soveltuvan rakenteen ja toimintaperiaatteen määrittämistä. Näin voidaan myös perustella ajoitusmuuntimien vertailun tulosten pohjautuvan tunnettuihin ja tutkittuihin menetelmiin. Lisäksi tutkitaan saatujen tulosten perusteella, miten vertailussa parhaiten pärjänneet ajoitusmuuntimen ratkaisut sopivat käytännössä moottorin perussuunnittelun määrittämään rakenteeseen. Ajoitusmuuntimen tulisi täyttää sille konseptointivaiheessa asetettavat vaatimukset.

Konseptoitavan ajoitusmuuntimen tyypin valinta tehdään tässä työssä hyödyntäen yhtä osaa QFD (engl. quality function deployment) menetelmästä. QFD menetelmä on laatu-järjestelmä, jota voidaan hyödyntää esimerkiksi tuotteen suunnittelussa, kuten nyt ajoitusmuuntimen suunnittelussa. QFD menetelmällä suunnittelija ja tuotekehitystiimi saavat määriteltä asiakkaiden toiveet ja tarpeet kehitettävälle tuotteelle. Toiveiden ja tarpeiden selkeydyttyä voidaan arvioida tuotteiden kykyä täyttää nämä asiakasvaatimukset. QFD menetelmä on prosessi, jossa voi olla yksi tai useampi prosessia jakava matriisi. Ensimmäinen ja tärkein matriisi on laatutalo HOQ (engl. House Of Quality), joka toimii keskeisenä ajoitusmuuntimen määrittelyssä, sillä siinä määritetään asiakastarpeiden perusteella tärkeimmät tuoteominaisuudet. Ajoitusmuuntimien tapauksessa voidaan arvioida jo löydettyjen ajoitusmuuntimien eri toteutus- ja toimintatapoja vertaamalla niitä vaatimuksiin, jotka määritetään oikeanlaiselle laitteen toiminnalle. Laadun taloa käyttämällä voidaan suunnittelussa huomioida paremmin vaatimukset ajoitusmuuntimelle. HOQ matriisin jälkeen olisi mahdollista ja suotavaa käyttää lisämatriiseja, joilla voidaan HOQ tuotteen suunnittelun lisäksi määritellä tuotteen käyttöönotto, valmistuksen suunnittelu ja tuotannon suunnittelu. [3]. Konseptisuunnittelun osalta tässä työssä käytetään vain HOQ matriisia ja myöhemmät matriisit tulisi ottaa huomioon, mikäli konseptisuunnittelua jatketaan tarvetasolle ja tuotteelle varmistuu käyttötarve.

3.1.1 Vaadittavat ominaisuudet

Venttiilien muuttuvasta ajoituksesta saatavia hyötyjä on tarkasteltava asiakastarpeiden mukaisesti, jotta voidaan tehdä laadun talo -menetelmällä arviointia, mitkä ajoitusmuunnin ratkaisut voisivat soveltua käyttökohteeseen ja mitkä eivät sovellu laisinkaan. Asiakastarpeiden määrittämisessä olisi suotavaa antaa asiakkaan määrittää itse vaatimusten ja tarpeiden lista epäselvyyksien välttämiseksi tuotekehityksessä [3]. Ajoitusmuuntimen suunnittelu tehdään AGCO Powerilla sisäisesti, joten asiakastarpeet määritellään sisäisesti palaverissa.

Ajoitusmuuntimelta toivottavia ominaisuuksia pohdittiin asiakastarpeen näkökulmasta palaverissa 3.4.2018. Keskeisiksi halutuiksi ominaisuuksiksi valittiin ajoitusmuuntimen korkea toimintanopeus, ajoituksen säädön tarkkuus, rakenteen yksinkertaisuus, rakenteen kestävyys, tilavaraus moottorin rakenteen asettamien rajojen mukaisesti, pienet tehohäviöt ajoitusmuuntimen käytön aikana, lämmönhallinta sekä vikasietoisuus. Tuloksia täydennettiin suoraan valmiiseen taulukkolaskentapohjaiseen HOQ matriisiin.

Taulukossa 4 verrataan asiakastarpeita laaduntalon periaatteiden mukaisesti. Työskenteilyn tukena ja helpottamisena käytettiin valmiiksi ohjelmoitua taulukkotyökalua, joka tekee painotuslaskennan automaattisesti annettujen arvojen perusteella. Taulukkoon syötettävät arvot ovat asteikolla 0-4. Arvot ilmoittavat asiakastarpeen tärkeyden taulukon 3 mukaisesti kun sarakkeiden ominaisuuksia verrataan vaakarivien ominaisuuksiin.

Ominaisuuden tärkeys	Vastaava lukuarvo
sarakeominaisuus on tärkein	0
sarakeominaisuus on hieman tärkeämpi kuin vaakariviominaisuus	1
ominaisuudet ovat yhtä tärkeät	2
vaakariviominaisuus on hieman tärkeämpi kuin sarakeominaisuus	3
vaakariviominaisuus on tärkein	4

Taulukko 3. Numeroiden painoarvojen selitykset HOQ matriisia varten.

Asiakastarpeet sijoitetaan sarakkeiden ja vaakarivien ominaisuussoluihin, joista verrataan tarpeiden kesken tärkeysasteet. Tällä tavalla voidaan arvottaa kaikki asiakastarpeet keskenään ja saadaan esille tärkeimmät. Onnistuneen lopputuloksen kannalta on tärkeätä, että aiheen parissa työskentelevät ihmiset saadaan koolle, jotta tuloksesta saadaan mahdollisimman todenmukainen. Palaveri toimii hyvänä tilaisuutena keskustelun aikaansaamiseksi taulukon arvoja täytettäessä.

AGCO Powerilla pidetyssä palaverissa 17.5.2018 tehtiin laadun talon asiakastarpeiden arviointi. Tulokset on ilmoitettu taulukon 4 normalised priority -sarakeella, jossa numeroarvo ilmaisee sitä tärkeämpää ominaisuutta, mitä lähempänä se on arvoa 1. Saadut tulokset lienevät suurelta osin linjassa siihen nähden, että kyseessä on uuden tekniikan tuominen työkonemoottoriin.

	Raakapäästö	Lämmönhallinta	Korkea toimintanopeus	Ajoituksen säätötarkkuus	Yksinkertainen rakenne	Kestävä rakenne	Tilavaraus	Pienet tehohäviöt	Vikasietoisuus	Priority	Normalised Priority
Raakapäästö		1	3	0	1	1	0	4	0	10	0.31
Lämmönhallinta			4	1	0	0	0	4	0	12	0.38
Korkea toimintanopeus				0	0	0	0	2	0	3	0.09
Ajoituksen säätötarkkuus					3	2	0	4	0	20	0.63
Yksinkertainen rakenne						1	1	4	1	19	0.59
Kestävä rakenne							1	4	1	22	0.69
Tilavaraus								4	3	29	0.91
Pienet tehohäviöt									0	2	0.06
Vikasietoisuus										27	0.84

Taulukko 4. Laaduntalo menetelmän mukainen asiakastarpeiden pisteytys.

Vikasietoisuus ja kestävä rakenne on korostunut hyvin tärkeäksi ajoitusmuuntimen ominaisuudeksi, mikä osaltaan tarkoittaa varovaista lähestymistä uuteen tekniikkaan. Halutaan olla varmoja, ettei moottorin vikaantumisherkyys kasva, kun siihen asennetaan uusi osajärjestelmä. Lisäksi ajoitusmuuntimen tulee rakenteeltaan kestää moottorin elinkaari loppuun asti. Kestävyys kuvaa myös ajoitusmuuntimen huoltovapautta, jolloin järjestelmän tuonti moottoriin ei saisi aiheuttaa lisävaiheita moottorin huolto-ohjelmaan. Yksinkertainen rakenne pärjasi myös hyvin vertailussa siitä syystä, että se miellettiin kestävä rakenteen ja vikasietoisuuden kaltaiseksi ominaisuudeksi. Yksinkertaista rakennetta voidaan ajatella kestävä rakenteen yhtenä ominaisuutena, mikäli tarkoitetaan esimerkiksi osien muotojen vaikutusta rakenteen lujuuteen. Kuitenkaan yksinkertainen rakenne ei sellaisenaan tee kappaleesta kestävä ja tämän asiakastarpeen taustalla oli myös vikasietoisuuden lisääminen. Yksinkertaisella rakenteella on osittain mahdollista vaikuttaa potentiaalisesti vikaantuvien osien lukumäärään. Enemmän osia tarkoittaa monimutkaisempaa rakennetta ja samalla mahdollisuus vikasietoisuuden lisäämiseen saattaa kasvaa. Yksinkertainen rakenne on myös asennusmielessä tarkasteltava ominaisuus, kun halutaan tuoda ajoitusmuunnin järjestelmä valmiiksi suunniteltuun moottoriin.

Ehkä yllättävästi tärkeimpänä ominaisuutena on tilavaraus. Moottorit ovat fyysisesti työkoneteknologiaa, joten pikaisella pohdinnalla voisi olettaa, että tilaa on runsaasti. Keskusteluissa kuitenkin painottui kannatus tämän ominaisuuden pitämisenä tärkeänä kriteerinä konseptoitavalle ajoitusmuuntimelle. Arviointiin liittyvän moottorin tilat kansirakenteissa ovat niukat ja lähtökohtaisesti perussuunnittelua ei haluttaisi muuttaa tai sitä ei voi muuttaa moottorin asennuskohteen asettamien rajoituksien myötä.

Ajoituksen säätötarkkuus on arviointijoukossa kohtalaisesti menestynyt tulos. Säätötarkkuudella tarkoitetaan ajoitusmuuntimen toteuttamaa venttiilien aukeamisen ja sulkeutumisen tarkkuutta tavoiteltuun tarkkuuteen nähden. Tuloksen mukaisesti tämä ominaisuus

on huomioitava, mutta ei kuulu olennaisimpiin arviointijoukossa. Raakapäästöt, lämmönhallinta ja pienet tehohäviöt edustavat tämän joukon vähemmän merkitsevää ominaisuutta ajoitusmuuntimelta.

3.1.2 Arviointi

Asiakastarpeiden määrittämisen ja painottamisen jälkeen siirrytään arvioimaan asiakastarpeiden toteutumista eri järjestelmien kesken. Laadun taloon lisätään tuoteominaisuudet tai soveltaen vertailtavat järjestelmät, joita arvioidaan kuten ajoitusmuuntimien arvioimisessa on tehty. Arvosteluskaala on 0-4, joka ilmaisee asiakastarpeen toteutumisen huonoimmasta parhaimpaan tapaan kyseisessä järjestelmässä. Asiakastarpeen toteutumisen arvioimisessa tulisi arvioitavasta järjestelmästä tietää tarpeeksi vastaavia teknisiä tietoja. Muussa tapauksessa asiakastarpeen toteutuminen järjestelmässä tulee tehdyksi puhtaasti arvion varaan. Ajoitusmuunninjärjestelmiksi valittiin kirjallisuusselvityksessä esitetyt järjestelmät, jotka ovat koottuna taulukossa 5.

Arvioitavat ajoitusmuuntimet	Kuvaus ja vastaavia sovelluksia käyttävät valmistajat	Rakenne
Nokka-akselin hydraulinen roottorin ja staattorin rakenne	Ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen. Hydraulinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin öljypumpulta. Muutetaan nokka-akselin ajoitusta. Vastaavia sovelluksia käyttävät esimerkiksi Subaru ja Toyota.	Roottori ja staattori jakavat rakenteen aikaistaviin ja jätätaviin kammioihin, joiden tilavuutta muutetaan suuntaventtiilillä. Roottori pyörittää nokka-akselia ajoituspyörään nähden.
Nokka-akselin hydraulinen aksiaalisesti liikkuva mäntämuunnin	Ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen. Hydraulinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin öljypumpulta. Muutetaan nokka-akselin ajoitusta. Vastaavia sovelluksia käyttävät esimerkiksi Alfa Romeo, BMW ja Nissan.	Nokka-akselin pituussuuntaan liikkuva mäntä, jossa on vinohammastus ulkokehällä, joka liikkueessaan pyörittää nokka-akselia ajoituspyörään nähden.

Nokka-akselin sähköinen ajoitusmuunnin	Ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen. Sähköinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin generaattorilta. Muutetaan nokka-akselin ajoitusta. Vastaavia sovelluksia käyttää esimerkiksi Lexus.	Nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen sijoitetaan välitysvaihteisto ja sähkömoottori. Nokka-akselia pyöritetään ajoituspyörään nähden.
Nokka-akselin mekaaninen roottorin ja staattorin rakenne	Ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen. Mekaaninen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin nokka-akselin momentinvaihteluista. Muutetaan nokka-akselin ajoitusta. Borgwarnerilla eräs patentti. Vastaavia sovelluksia käyttää esimerkiksi Hyundai ja Ford.	Roottori ja staattori jakavat rakenteen aikaistaviin ja jätättäviin kammioihin, joiden tilavuus muuttuu säädettävän suunnan mukaisen momentin vaikutuksesta.
Venttiilikoneiston keinuvipua painava hydraulinen mäntä	Ajoitusmuunnin sijoitetaan venttiilikoneiston yläpuolelle, lähelle keinuvipuja. Hydraulinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin öljypumpulta. Muutetaan imu- tai pakoventtiilien sulkeutumisen ajoitusta. Järjestelmää käyttää Caterpillar.	Keinuvipua painava männänvarsi, jota pidetään hydraulisesti paikallaan, kun venttiilin sulkeutumista jätetään.
Seuraaajan ja työntötangon tai keinuvivun väliin sijoitettu hydraulinen kaksimäntäinen järjestelmä	Hydraulinen ajoitusmuunnin sijoitetaan esimerkiksi seuraajan ja työntötangon välille. Hydraulinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin öljypumpulta. Muutetaan imu- tai pakoventtiilien sulkeutumisen ajoitusta. Järjestelmää käyttää Wärtsilä.	Kaksi hydraulista mäntää, joista toinen on seuraajalla ja toinen työntötangossa. Työntötangon mäntää voidaan pidättää hydraulisesti, jolloin venttiilien sulkeutumista jätetään.
Hydraulinen imu- ja pakonokkia erikseen säätävä roottorin ja staattorin rakenne	Ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen. Hydraulinen järjestelmä, jonka käyttövoima otetaan moottorin öljypumpulta. Muutetaan kaksiosaisen nokka-akselin imu- ja pakonokkien ajoitusta erikseen. Mechadynellä eräs patentti, käyttäjinä Dodge.	Roottorit ja staattori jakavat rakenteen aikaistaviin ja jätättäviin kammioihin, joiden tilavuutta muutetaan suuntaventtiilillä. Roottori pyörittää nokka-akselin imu- ja pakonokkia erikseen ajoituspyörään nähden.

Taulukko 5. HOQ matriisin vertailuun mukaan otettavat ajoitusmuunninjärjestelmät.

Vertailuun otetut järjestelmät lisättiin taulukkolaskentaohjelman HOQ matriisiin sarakkeisiin. Vaakariveillä on aiemmin määritetyt asiakastarpeet, joiden normalisoidut pisteet on sijoitettu oikealle (Normalised Priority). HOQ matriisi on täytettyä taulukossa 6.

	Kammio n.a. muunnin	Mäntä n.a. muunnin	Sähköinen n.a. muunnin	Mekaaninen n.a. muunnin	Mäntä keinuivulle	Kaksimäntäinen, keinu	Kaksikammioinen n.a. muunnin	Normalised Priority
Raakapäästö	3	3	4	3	4	4	3	0.31
Lämmönhallinta	2	2	3	1	3	3	2	0.38
Korkea toimintanopeus	2	2	3	3	3	3	2	0.09
Ajoituksen säätötarkkuus	3	3	4	3	4	4	3	0.63
Yksinkertainen rakenne	4	4	4	4	2	1	4	0.59
Kestävä rakenne	3	3	3	3	4	4	3	0.69
Tilavaraus	3	2	1	0	1	1	2	0.91
Pienet tehohäviöt	3	3	4	4	4	4	3	0.06
Vikasietoisuus	3	3	3	3	4	2	3	0.84
System char. priorities	13.63	12.72	13.28	10.69	13.63	11.34	12.72	
Normalised system char. priorities	1.00	0.93	0.97	0.78	1.00	0.83	0.93	

Taulukko 6. Järjestelmätyyppien vertailu laadun talo -työkalulla.

Arvioinnissa saadut tulokset olivat melko tasaisia, kuten taulukon 6 normalisoiduista järjestelmien pisteistä (Normalised system char. priorities) voidaan nähdä. Ensimmäisten arvioitavien ajoitusmuuntimien kohdalla oli hankalaa arvioida kuinka asiakastarpeet toteutuvat. Syynä tähän oli se, ettei vertailukohteita vielä ollut. Arvioinnin edetessä jouduimme pudottamaan tietyissä asiakastarpeissa arvostelun lukuarvoa ajoitusmuuntimeen nähden, sillä seuraava vaihtoehto saattoi täyttää vaatimukset niin hyvin, ettei pisteiden skaalaus olisi ollut oikea ajoitusmuuntimien kesken. Käsitys vaihtoehtojen soveltuvuudesta asiakastarpeisiin nähden kehittyi arvostelun edetessä. Arvostelussa lähes kaikki vaihtoehdot pärjäsivät hyvin, eikä merkittäviä eroja pisteytyksessä tullut. Kärkisijalle kokonaistuloksissa pääsivät tasapisteillä nokka-akselin päähän sijoitettava hydraulinen kammiorakenteinen ajoitusmuunnin sekä venttiilien nostoprofiilin ja nokkaprofiilin toisistaan erottava keinuivua painava muunnin. Näistä jälkimmäisessä ratkaisussa oli asiakastarpeista tärkeimmäksi noussut tilavaraus arvioitu heikosti toteutuvaksi. Tilavaraus on tärkeä vaatimus, joten valinnassa etusijalle voidaan todeta nokka-akselin päähän sijoitettava ajoitusmuunnin. Sen sai arvioinnissa hyviä pisteitä tärkeissä asiakastarpeissa ja huonot tulokset sijoittuivat vähemmän tärkeisiin asiakastarpeisiin. Nostoprofiilit toisistaan erottava ratkaisu on kuitenkin saanut hyvät pisteet monessa muussa asiakastarpeessa, joista tärkeimpinä vikasietoisuus, kestävä rakenne ja säätötarkkuus. Tämä jää vahvasti toiseksi toiseksi vaihtoehdoksi, mikäli ensimmäinen konsepti ei menesty. Kol-

manneksi vaihtoehdoksi pisteiden mukaan päätyi sähköinen nokka-akselin päätyyn asennettava ajoitusmuunnin. Tämä vaihtoehto kärsi myös tilavarauksen suhteen heikosta pisteytyksestä. Muilta osin ratkaisu menestyi hyvillä pisteillä.

HOQ:in tulokset olivat odotusten mukaisia. Arvioinnin etuna oli palaverissa ilmi tulleet keskustelut ja järjestelmien toimintaperiaatteiden selkiytyminen osallistujille. Arviointimenetelmän avulla järjestelmien soveltuvuuden arvioinnista saatiin perusteellinen tarkastelu johtopäätöksineen. Tulosten pohjalta voidaan siirtyä tarkastelemaan moottorirakenteen reunaehdota sekä siirtymään konkreettiseen suunnitteluun.

3.2 Moottorirakenteen asettamat reunaehdot

Suunniteltavan ajoitusmuuntimen alustana on kuusisylinterin rivimoottori, jossa venttiilikoneisto on kannen yläpuolisella nokka-akselilla toteutettu. Venttiilikoneiston rakenne on toteutettu keskeltä nivelöidyillä keinuvivuilla, joiden toinen pää seuraa nokkaprofiilia rullaseuraajalla ja toinen pääty välittää liikkeen venttiilisiltaan voidellun kuppimaisen nivelpainimen avulla. Venttiilisillan avulla painetaan kahta venttiiliä samanaikaisesti yhdessä sylinterissä, joten imu- ja pakoventtiilikohtainen hallinta ajoituksen muuttamisen osalta ei ole kovin helposti toteutettavissa. Venttiileitä on neljä jokaiselle sylinterille, joista kaksi ohjaa imukanavan ja kaksi pakokanavan avaamista ja sulkemista. Venttiilikoneiston rakenne vie tilaa sylinterikansirakenteen päältä tehden etäisyyden venttiilikopan yläpintaan pieneksi. Nokka-akseli on sijoitettu sylinterikannen imusarjan puolelle, keinuvipujen ollessa kannen keskilinjaa lähellä ja venttiilien lähempänä kannen pakokanavien puolella. Nokka-akselin ajoitushammaspyörä on jakopään yhteydessä ja sitä pyörittävä momentti otetaan hammaspyörävälityksellä kampiakselilta. Nokka-akselin hammaspyörän ja sylinterikannen hammaspyöräkoteloinnin seinämien välille jäävä tila on ahdas, sillä etäisyyttä hammaspyöriltä seinämille on optimoitu mahdollisimman pieneksi, ettei moottorin ulkomitta kasvaisi pituussuunnassa merkittävästi ja toisaalta ettei akselien päissä olevien hammaspyörien etäisyys laakeroinnista kasvaisi merkittävästi ja lisäisi täten taivutusmomentin kautta aiheutuvia voimia laakeroinnille. Sylinterikannessa on öljykanavat, joista voitelu jaetaan keinuvipumekanismien liukukengille ja rullaseuraajille, sekä nokka-akselin laakeroinnille. Pääkanava sijaitsee keinuvivuston alapuolella, nokka-akselin liukulaakeroinnin vieressä ja kanavan poraukset on tulpattu sylinterikannen ulkopuolelta. Kanavien sijainnin perusteella öljyn ohjaus mahdollisille hydraulisesti toimiville nokka-akselin kulmaa säätelevälle ajoitusmuuntimille olisi mahdollista. Myös keinuvipujen läheisyyteen asettuvat hydrauliset järjestelmät voisivat olla mahdollisia öljynviennin kannalta. Mahdolliseksi rajoittavaksi tekijäksi voisi tulla kanavien mitoitus, öljyntarpeen vaatimusten mukaisesti.

Sylinterikannen hammaspyöräkäytön ulkoseinämässä olisi mahdollinen sijainti nokka-akselin vaihekulman muuttavalle ajoitusmuunninratkaisulle. Sylinterikannen ja venttiilikopan seinämään jouduttaisiin kuitenkin mahdollisesti tekemään tarvittavalle laitteistolle

läpivienti, joka olisi oltava tiivis sylinterikannen sisällä tapahtuvan voitelun takia. Läpiviety toteutus mahdollistaisi sähköiset ja hydraulisetkin ajoitusmuuntimen ratkaisut nokka-akselin vaihekulman muuttamiselle.

3.3 Nokka-akselin ajoitusmuunninjärjestelmä

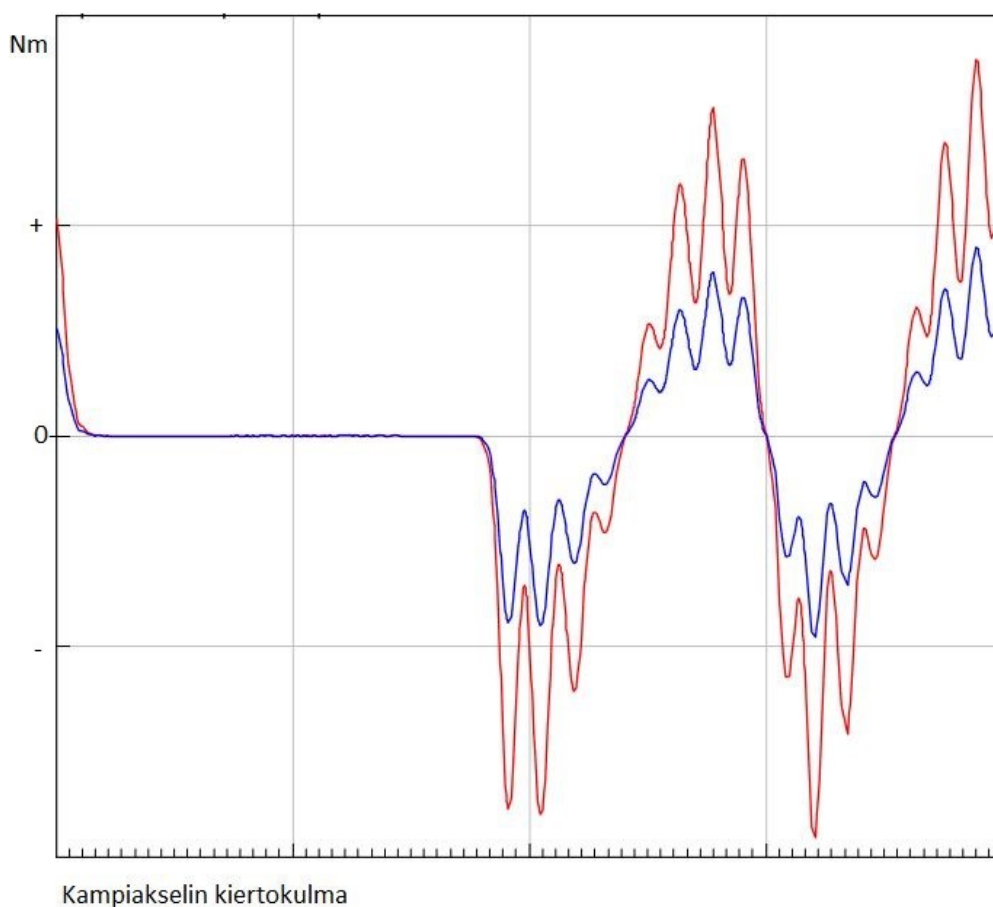
Ajoitusmuuntimen mallinnus aloitettiin valitsemalla QFD:n tulosten pohjalta yksi hyvin pisteitä saanut järjestelmätyyppi. Konseptoitavaksi järjestelmätyypiksi valittiin nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen sijoitettava ajoitusmuunnin. Ajoitusmuuntimen rakenteeseen kuulu roottori ja staattori, jotka yhdessä muodostavat rakenteeseen aikaistavan ja jättävän säädön kammiot. Rakenteen aikaistava ja jättävä säätö tapahtuu, kun kammioiden eri puolille johdetaan öljyä paineella ja se virtaa kammioon. Konseptisuunnittelua varten tehdyt laskennat ovat liitteessä A ja niissä käytetyt keskeiset kaavat ovat esitelty kappaleessa 3.3.2.

3.3.1 Vääntömomentin vaihtelut

Roottorin ja staattorin väliset kammioseinämät välittävät kampiakselin vääntömomentin hammaspyörävälitykseltä nokka-akselille. Nokka-akselin ajoitusmuunnin toimii hydraulisesti moottoriöljyn avulla, joka toimii kammioita täyttävänä nesteinä ja välittää kammioseinämien väliset voimat. Ajoitusmuuntimelta vaaditaan riittävä kyky tuottaa voimaa nokka-akselin vaihekulman muuttamiseen moottorin käytön aikana, riittävällä nopeudella. Moottorin nokka-akselia pyöritettäessä esiintyvä vääntömomentti ei ole tasaista. Vääntömomentti on luonteeltaan suuntaansa vaihtavaa ja sen muodostumiseen vaikuttavat nokka-akselin nokkien lukumäärä ja niiden muoto yhdessä venttiilien jousien ja niiden välillisten mekanismien voimien ja inertiaivoimien yhteisvaikutuksesta. Lisäksi momentin suuruuteen vaikuttaa liikkuvien mekanismien liitoksissa syntyvä kitka ja sylinteriden paineen vaihtelut. Nokkien nousurampin aikana venttiilin jousivoima esiintyy nokka-akselilla pyörimissuunnan vastaisena momenttina ja nokkien laskurampin aikana venttiilin jousivoima esiintyy nokka-akselin pyörimissuunnan mukaisena momenttina. Sijoitusmoottorissa on yksi 12 nokkainen nokka-akseli ja 6 sylinteriä, joten imu- ja pakoverttiilitapahtumat ilmenevät kerran 60° välein sylintereittäin moottorin yhden työkierron aikana.

Suunnittelun tueksi saatiin valmiiksi simuloituna raakadataa vääntömomentin vaihtelusta. Raakadata on suunniteltavan ajoitusmuuntimen sijoitusmoottorin venttiilikoneiston malleista simuloitu, joten se vastaa todellisuudessa toteutuvaa vääntömomenttia hyvin. Simulointidataa oli saatavilla kuudesta eri moottorin käyttötilanteesta. Simuloinnit oli otettu moottorin pyörimisnopeudella 1000, 1500 ja 2000 r/min, sylinteripaineet huomioiden ja ilman sylinteripaineita. Datan keräyspisteet olivat suoraan nokka-akselilta ja

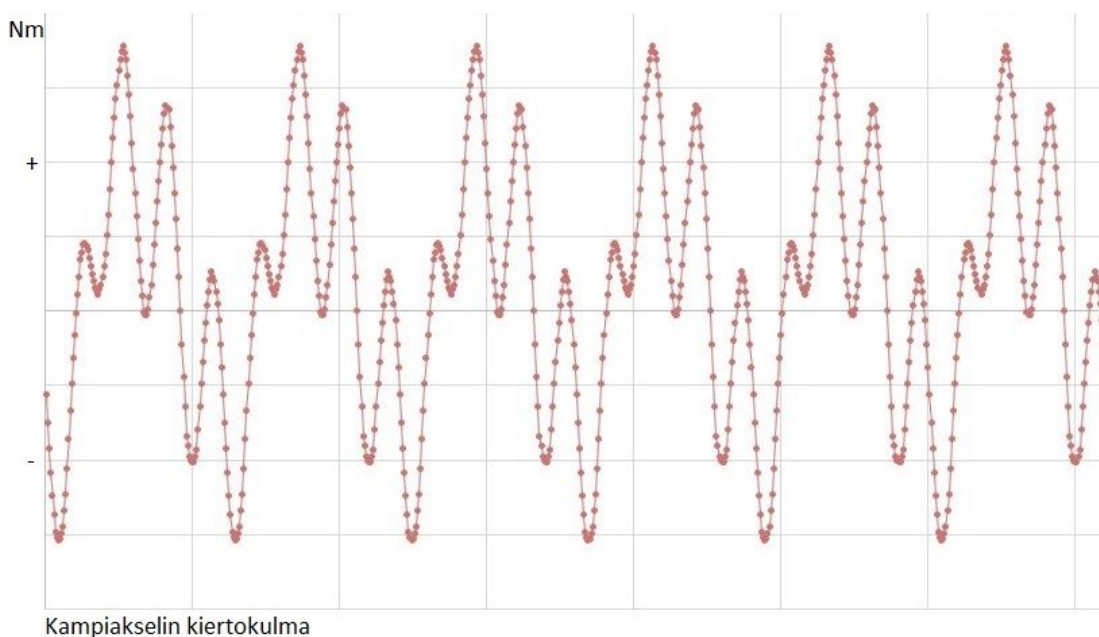
nokka-akselivälityksen jälkeen, jolloin välityssuhde 0,5 on huomioon otettuna. Erot datassa eivät olleet suuria paineen ja ilman painetta otettujen simulointien välillä. Vertailun kannalta kuitenkin voidaan todeta, että pakoventtiilin avautumisessa työtahdin jälkeen, oli sylinteripaineen tuoma vaikutus nokka-akseliin vaikuttavana vääntömomenttina nähtävissä, mutta ei kovin merkittävä. Saadussa simuloinnissa oli käytetty vain yhden sylinterin venttiilikoneistoa. Tämä auttoi ymmärtämään nokka-akselilla ilmenevän vääntömomentin muodostumisen nelitahtikierron aikana. Raakadatasta otettu mittauspiste-vääntömomenttikuvaaja luonteeltaan värähtelevää, mikä johtuu käytetyn simulointiohjelmiston tavasta käsitellä venttiilijousta. Jousen värähtely ei vaimene, mikä jättää tuloksiin heilailua, joka ilmenee hyvin kuvaajasta 1.



Kuvaaja 1. Nokka-akselilla vaikuttava yhden sylinterin venttiilikoneiston vääntömomentti, yksi työkierto.

Ylimääräinen värähtely tekee korkeimpien vääntömomenttiarvojen selvittämisen hankalaksi, joten signaalia täytyy käsitellä ennen kuin sitä voidaan hyödyntää ajoitusmuuntimen suunnittelussa. Raakadatalle tehtiin FFT (engl. fast Fourier transform) datakäsittely, jonka avulla saadaan esille datasta sen sisältämät taajuuskomponentit. FFT tehtiin kaikille tapauksille ja saatiin esille niissä ilmenevät taajuusalueet. Tämän jälkeen tehtiin alipäästösuodatus, jolla suodatettiin yli 400 hertsin taajuudet. Alipäästösuodatuksen jälkeen tehtiin käänteinen FFT, eli IFFT (engl. inverse fast Fourier transform). Raakadatan käsittelyn

jälkeen oli käytössä tasaisen kuvaajan piirtävää, alipäästösuodatettua dataa, jonka avulla saatiin tasaisemmat arvot vääntömomentin vaihtelulle. Koska kyseessä on vain yhden sylinterin venttiilikoneiston simulointidata, se ei vastaa vielä ajoitusmuuntimen ja hammaspyörän välillä esiintyvää kokonaista vääntömomentin vaihtelua. Jokaiselta sylinteriltä aiheutuva nokka-akselin vääntömomentti lasketaan resultantiksi. Vääntömomentin huippu-
arvot laskivat, sillä eri vaiheissa tapahtuvien sylinterikohtaiset vääntömomentit kumosi-
vat niiltä osin toisiaan. Kuvaajassa 2 on esitetty kokonaisvääntömomentti kampiakselin
kulman suhteen.



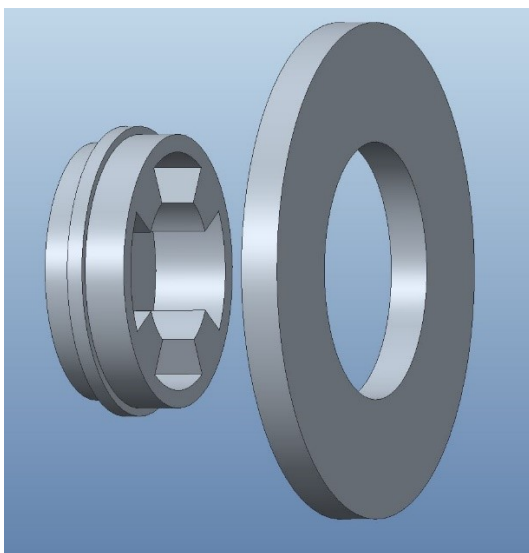
Kuvaaja 2. Nokka-akselin vetopäässä vaikuttava vääntömomentti, yksi työkierto.

3.3.2 Ajoitusmuuntimen mallintaminen ja mitoitus

Suunnittelun lähtökohdaksi valittiin kolmella roottorilla oleva rakenne. Tällä rakenteella saatiin noin 60° säätöalue nokka-akselin vaihekulmalle kokonaisuudessaan, jota voidaan pitää laajana säätöalueena. Tilavarausta käytettiin maksimaalisesti hyödyksi, joten kolmiulotteisessa mallitarkastelussa etäisyydet ovat pienimmillään 1 millimetrin etäisyydellä sylinterikannen jakopään hammaspyörille tehdyn tilan seinämistä. Konsepti suunnitellaan tilavaruuden hyödyntämisen kannalta niin hyvin kuin mahdollista, sillä tarkoituksena olisi sovittaa järjestelmä siten, että se sopisi ilman moottoriin tehtäviä merkittäviä rakenteellisia muutoksia.

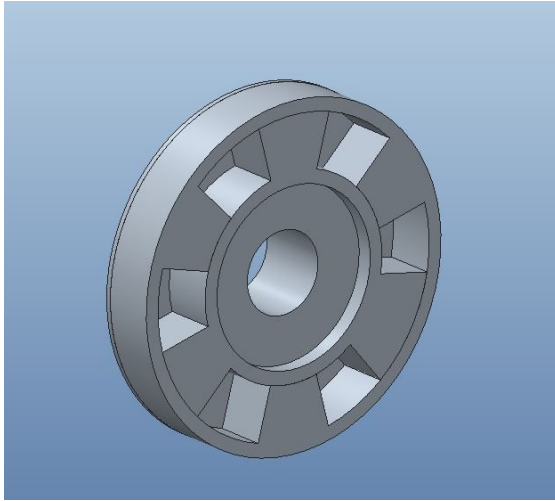
Ensimmäinen iteraatio aloitettiin hahmottelemalla mahdollisimman leveä staattorirakenne. Hyvin pian huomattiin, että staattorin halkaisija jäisi melko pieneksi kansiraken-

teen muotojen ollessa rakenteen edessä. Lisäksi roottorin akselihalkaisija olisi ollut verrattaen suuri staattoriin halkaisijaan nähden ja kammioiden tilavuus jäänyt hyvin pieneksi. Kammioiden ja roottorin siipien lukumäärän nostaminen neljään ei tuottanut merkittävää lisävääntömomenttia akselin säätöä varten. Rakenteen etuina olisi ollut tavanomaista muistuttavan hammaspyörän yhdistäminen staattorirakenteeseen esimerkiksi ruuviliitoksella tai puristusliitoksella. Kuvassa 14 on esitetty staattori ja hammaspyörää kuvaava kiekko.



Kuva 14. Ensimmäinen iteraatio nokka-akselin ajoitusmuunninkonseptista. Leveä staattori ja hammaspyörää kuvaava kiekko.

Ajoitusmuuntimen toisen iteraation kammioiden leveyden mitaksi valittiin 16mm, johon päädyttiin kammioiden seinämien vahvuuden määrittämisen jälkeen. Koska ajoitusmuunnin sijoitetaan nokka-akselin hammaspyöräkäytön yhteyteen, tuli pohtia hammaspyörälle sopiva kiinnitystapa staattorikappaleeseen. Toiseen iteraatioon hammaskehä suunniteltiin staattorin ulkokehälle ja hammaskehälle jätettiin riittävästi vahvuutta säteen suuntaan. Kammioseinämän sisähalkaisija oli silloin 121 millimetriä. Rakenne on esitelty kuvassa 15. Hammaskehän valmistus voitaisiin toteuttaa tuolloin jyrsimällä se staattoriin. Tällöin on huomioitava soveltuvan valmistusmateriaalin valitseminen, erityisesti hammaspyöräkäytön kannalta, riittävän jäykkyyden, kovuuden ja karkaisuominaisuuksien aikaansaamiseksi. Ajoitusmuuntimessa oli toisen iteraation myötä päätylevyt, jotka kiinnitetään läpiruuvein staattorin seinämien läpi, jolloin ne olisivat kiinteitä kokoonpanoa ja roottori jakaisi tiiviisti kammiot osiin. Asennus sijainnin ollessa moottorin sisässä ja yhteydessä öljytilaan, mitoitettaisiin pinnankarheuksien ja tasomaisuuksien vaatimukset riittävällä tarkkuudella osien pintojen tiivistymisen takaamiseksi toisiaan vasten, eikä erillisiä tiivistysmenetelmiä rakenteeseen tarvittaisi. Rakenteen ei tarvitse olla täten täydellisen tiivis öljyroiskeita ajatellen ja pieni vuoto sallitaan akselin juurelta sekä päätylevyjen reunoilta. Mutta ajoitusmuuntimen tiiveys pitää olla riittävä sen toiminnallisuuden osalta.



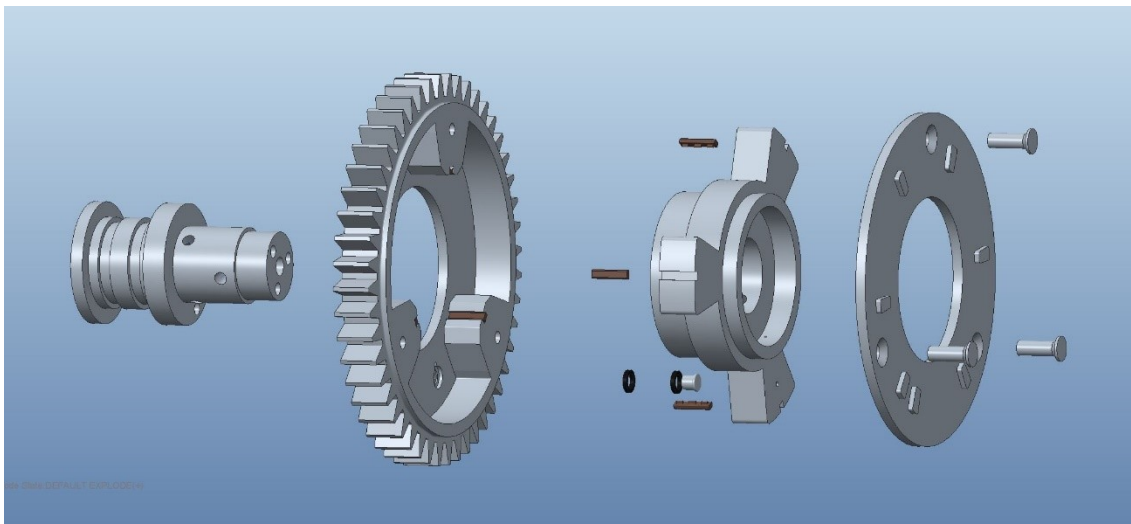
Kuva 15. Ajoitusmuuntimen konseptin toinen iteraatio. Takalevy, staattori ja roottori kasattuna.

Seuraavaksi staattorikehä muutettiin yhtenäiseksi rakenteeksi takalevyn kanssa. Tällä tavalla kokoonpanosta saatiin tiiviimpi ja osia vähennettyä. Lisäksi kammioden tilavuutta kasvatettiin suurentamalla staattorin kammion sisäseinämän halkaisijaa. Ajoitusmuuntimelta saatiin nyt suurempi vääntömomentin tuotto moottorin öljykanavasta saatavalla öljynpaineella. Saatavilla oleva öljynpaine ei riitä kuitenkaan kolmesiipisellä roottorilla voittamaan nokka-akselin vääntömomentin vaihtelun suurimpia arvoja. Öljynpaine nousee moottorin pyörimisnopeuden noustessa ja tämän työn puitteissa päädyttiin käyttämään toteutuvien paineiden perusteella lukuarvoa 2 bar. Ajoitusmuuntimen tuottama vääntömomentti T nokka-akselille voidaan laskea kaavasta (1).

$$T = F * R_{kr} * N_r \quad (1)$$

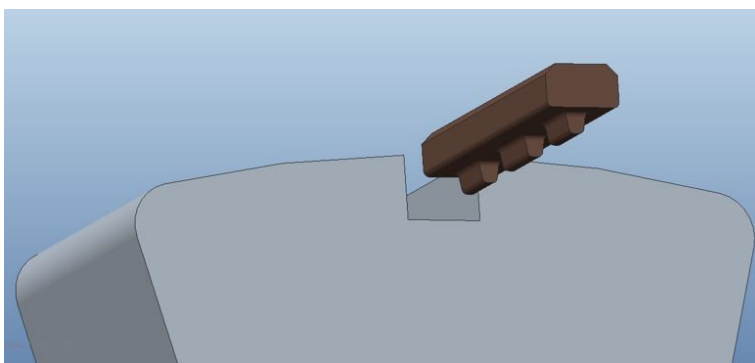
$$F = p * A_{roottori} \quad (2)$$

F on roottorin yhden siiven työntövoima, joka lasketaan kaavasta (2), R_{kr} on kammion keskisäde eli vipuvarren päähän vaikuttavan voiman keskipiste ja N_r on roottorin siipien lukumäärä. Kaavassa (2) p ilmaisee nokka-akselin laakeroinnille tulevaa painetta ja $A_{roottori}$ ilmaisee roottorin siiven pinta-alaa. Vertailuksi laskennan avulla lisättiin siipien lukumäärä neljään ja kuuteen, mutta niilläkin vaihtoehdoilla jäätin vääntömomentin vaihtelun huippuarvojen alapuolelle. Ongelman ratkaisemiseksi paineöljykanavaan sijoitetaan vastaventtiili, joka estää paineen siirtymisen takaisin painekanavan suuntaan, kun säännöllinen vääntömomentin vaihtelu vaikuttaa ajoitusmuuntimen kammioden paineen kasvamiseen. Nokka-akselin vaihekulman säätö ei tapahdu silloin tasaisesti, vaan siinä ilmenee katkoksia, kumpaankin suuntaan säädettäessä. Kolmea roottorin siipeä voidaan perustella laajalla säätöalueella sekä maltillisemmalla tilavuusvirran tarpeella, kuin suurempia siipimääriä. Toisaalta hyödynnettävä säätöalue on niin laaja, ettei sitä sellaisenaan voida hyödyntää moottorissa, ilman muita rakenteellisia muutoksia venttiilikoneistoon ja mäntiin. Ajoitusmuuntimen rakenne on esitelty kuvassa 16.



Kuva 16. Ajoitusmuuntimen räjäytyskuva. Nokka-akselin päätymalli, staattori, roottori, päätylevy sekä tiivistimet ja lukitusmekanismin osia.

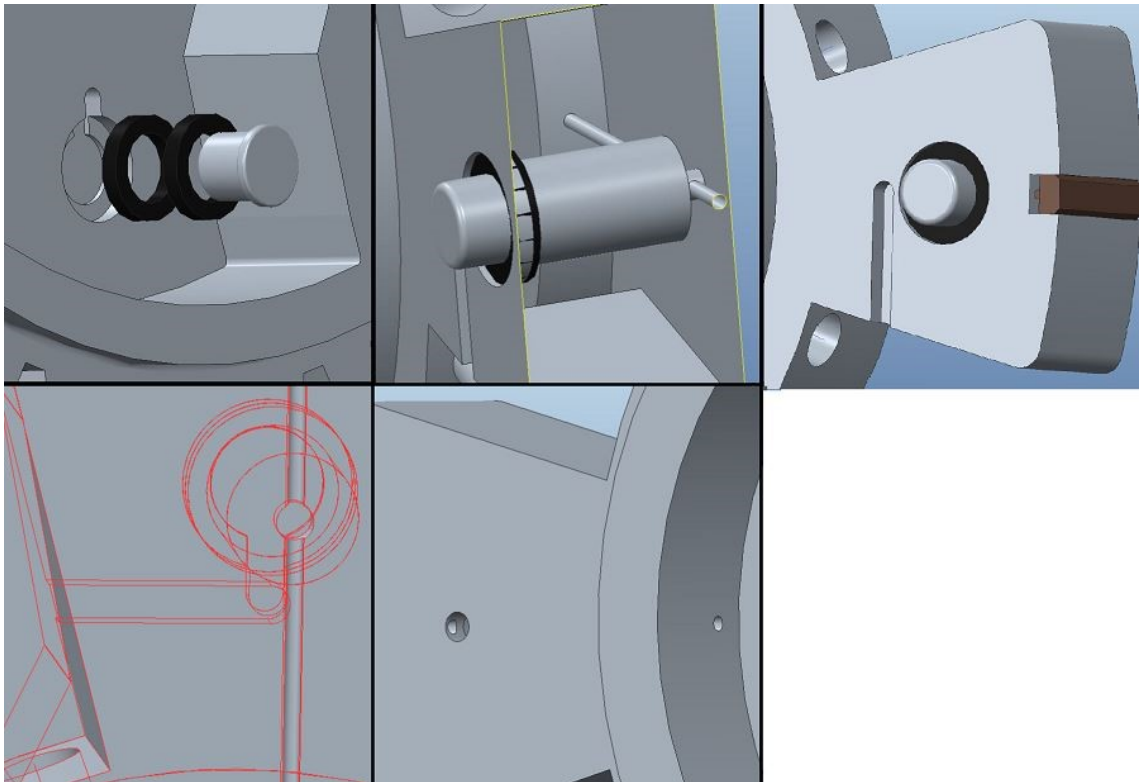
Roottorin ja staattorin siipien välille jäävät kammiot täytyy tiivistää öljyn läpivuotamisen välttämiseksi kammioiden välillä. Siipien päihin sorvataan urat tiivisteitä varten. Tiivisteet on suunniteltu siten, että niiden materiaali on osittain elastista ja sitä hyödynnetään tiivisteiden geometrian myötä kevyen puristumisen luomisessa. Tällöin tiivistävä pinta painuu liikkuvaa pintaa vasten ja puristuva osuus jää uran sisäpuolelle. Rakenne on esitetty kuvassa 17. Tiivisteitä on yhteensä kuusi kappaletta, kolme roottorilla ja kolme staattorilla.



Kuva 17. Tiivisteiden geometria ja tiivisteura roottorin päädyssä.

Ajoitusmuuntimelle suunniteltiin myös lukitusmekanismi käynnistystilanteita ja täysin ääripään asentoon lukitsemista varten. Lukitukselle asetettu sijainti on jätettävän kammioiden puolella, mutta sijainnin määrittely riippuu moottorille optimaalisesta kylmäkäynnistymisen ominaisuuksista. Roottori lukittuu viimeistään kylmäkäynnistymisen myötä tai parhaimmillaan moottoria sammutettaessa, kun öljynvirtausta kammioiden välillä säätävä venttiili valitaan normaaliasennossaan auki olevaksi jätettävälle kammiolle. Lukitusmekanismin keskeiset osat ovat lukitustappi, jousi lukitustapille ja kaksi ohjurirengasta. Roottoriin suunniteltiin poraus yhdelle siivelle ja staattorin puolelle lukitustappia varten.

Lukitustapin taakse asennetaan jousi, joka työntää tappia ulospäin porauksesta. Ohjuri-
renkaat pitävät lukitustapin roottorin porauksessa paikallaan ja asemoivat sen keskelle
toista ohjuria joka on staattorilla. Kuvassa 18 on esitelty lukitusmekanismin rakennetta.
Kun roottori on jätettävän asennon äärilaidassa, lukitustappi painuu staattoriin ja raken-
teesta tulee kiinteä. Lukitustappi on muodoltaan hieman kartiomainen, jotta lukitus sul-
keutuu ja avautuu herkemmin. Staattorilla olevan pyöreän porauksen yhteyteen on tehty
sivulle menevä pieni kanava, joka ohjataan ohjurirenkaan alle, kun se on porauksen poh-
jassa. Lisäksi roottorin siivessä on myös pieni kanava, joka menee lähelle lukitustapin
porausta aikaistavan kammion puolelta. Roottorin ja staattorin väliset kanavat yhdistyvät,
kun roottori on lukitus asennossa. Kun aikaistavan kammion puolella öljynpaine kasvaa,
nousee myös paine lukitustapille johdettavalla kanavalla, jolloin lukitustappi nousee
staattorin porauksestaan ja roottori pääsee liikkumaan staattorilla. Lukitustapin takana
oleva jousi painuu kasaan ja sen takana oleva ilma johdetaan pienellä porauksella rootto-
rin läpi moottorin öljytilaan.



Kuva 18. Ajoitusmuuntimen lukitusmekanismin rakenne, painekanavat avaamista varten
sekä ilmanpoistokanava.

Lähtökohtaisesti tavoitteeksi ajoitusmuuntimen säätönopeudelle asetettiin 5 työkierron
aikana ajoitusmuuntimen 60° säätöalue, kun moottorin pyörimisnopeus on 2000 r/min.
Tällöin säätönopeus on 200°/s nokka-akseliin nähden ja tilavuusvirran tarve on silloin
10.62 litraa minuutissa. Tilavuusvirta q_v saatiin laskettua kaavalla (3) [21].

$$q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \left(\frac{V-0}{t_5-0} \right) = Av \quad (3)$$

Kaavassa (3) ΔV on kammioiden kokonaistilavuuden muutos koko säätöalueella ja Δt on säätöön kulunut aika. Kaava voidaan ratkaista myös nesteen virtaaman poikkipinta-alan A ja virtausnopeuden v avulla. Kammioiden kokonaistilavuus saadaan määriteltä kaavan (4) mukaisesti,

$$V = \left[\frac{\alpha}{360^\circ} * \pi * [R_k^2 - R_r^2] * L \right] * N_r \quad (4),$$

jossa R_k on kammion seinämän sisäsäde, R_r roottorin akseliseinämän ulkosäde, L on kammion leveys ja α on ajoitusmuuntimen koko säätöalue. Kaavan (5) mukaisesti saadaan viiteen työkiertoon kulunut aika t_5 moottorin pyörimisnopeuden ollessa 2000 r/min, joka merkitään n_m ja sen yksikkö kaavassa on r/s.

$$t_5 = 5 * \frac{1}{\frac{n_m}{2}} \quad (5)$$

Toteutuva säätönopeus v_{2000} laskettiin kaavan (6) mukaisesti.

$$v_{2000} = \frac{\alpha}{t_5} \quad (6)$$

Todellinen säätönopeus muuttuu, kun vääntömomentin vaihtelu katkoo säätöhetkellä vaihekulman muuttumista. Moottorin öljypumppu tuottaa riittävän tilavuusvirran säätönopeuden toteutumista varten hyvin, mutta tyhjäkäynnillä noin 600 r/min käyvä moottori ei mahdollisesti riitä säätämään ajoitusmuunninta $200^\circ/\text{s}$ perusnopeudella, kun voitelujärjestelmä jakaa öljyn moottorin muulle liukulaakeroinnille. Mutta pyörimisnopeuden ollessa maltillinen, ei myöskään säätönopeus ole niin kriittinen tekijä kuin työ kierroksilla. Konseptimielessä tarkastelua ei jatketa simuloinnin avulla, mutta mahdollisen jatkokehittämisen myötä voidaan tehdä arvioita valmiiksi toteutuvasta säätönopeuksista halutulla moottorin pyörimisnopeudella. Tällainen arvio voidaan toteuttaa esimerkiksi käyttämällä nokka-akselin vääntömomentin vaihtelun mittauspisteiden lukumäärää ja suodattamalla säätösuuntaan vaikuttavan ajoitusmuuntimen vääntömomentin suurimman arvon yli menevät mittauspisteet. Arvio toteutuvasta säätönopeudesta saadaan siten suhteuttamalla mittauspisteiden kokonaismäärä toteutuvien suodatettujen pisteiden lukumäärän kanssa ja kertomalla se teoreettisen säätönopeuden kanssa, jolloin saadaan lisäksi kuluva aika, joka aiheutuu ajoitusmuuntimen liikkumattomasta ajasta. Liitteessä A on toteutettu esimerkkitarkastelu ajoitusmuuntimen positiivisen säätösuunnan säätöön kuluvaan aikaan, kun moottorin pyörimisnopeus on 2000 r/min.

Ajoitusmuuntimen suuntaventtiilin sijoituspaikkaa valitessa ajateltiin aloittaa etäratkaisusta. Suuntaventtiili sijoitettaisiin silloin esimerkiksi sylinterikannen kylkeen. Ajoitusmuuntimen keskelle tuleva venttiili vaatisi toisesta päädystään tilaa venttiilin magneettiohjaukselle. Etuna olisi vain yhden paineöljykanavan tuonti ajoitusmuuntimelle nokka-akselin kautta. Kun venttiili on sijoitettu etäälle, joudutaan öljykanavien määrää lisäämään vaihtuvan säätösuunnan toteuttamisen myötä, sillä öljypaine ja öljynpaluu täytyy

toteuttaa samojen kanavien avulla. Lisäksi kanavien sijoitteluun vaikuttaa nokka-akselin laakeroinnin geometria ja ajoitusmuuntimen liitos nokka-akseliin ja öljykanavien jatkuvuuden toteutustapa liitoksen välillä. Lisäksi huomioidaan halkaisijatarpeet kanaville öljyn virtausnopeuksien suositusten myötä. Käyttölämpötilassa on otettava huomioon öljyn viskositeetin vaikutus öljykanavien mitoittamisessa. Lähtökohtaisesti öljykanavat mitoitetaan sopivaksi öljyn virtaamiselle noin $100^{\circ}\text{C} \dots 120^{\circ}\text{C}$ öljyn lämpötilalle. Ajoitusmuuntimen roottorin rakenne vaatii jokaiselle aikaistavalle ja jätättävälle kammiolle öljykanavien läpiviennin riittävän suurilla kanavien halkaisijoilla. Roottorin rakenteen etuna on kuitenkin kanaville toteutuvat suhteellisen lyhyet etäisyydet, jolloin virtaushäviöt jäävät pieniksi ja voidaan mahdollisesti mitoittaa kanavatkin pienimpien suositusten mukaisesti.

Öljykanavat mitoitettiin hyödyntäen aiemmin laskettua tilavuusvirran määrää. Öljykanavan mitoituksessa haluttiin pitää öljyn virtausnopeuden suuruus alueella, jossa virtaus on laminaarista eikä kanavien pinnankarheus aiheuta kitkahäviöitä. ”Laminaarinen virtaus on suoraviivaista, jolloin osasten liike seuraa virtaviivojen suuntaa.”[10]. Virtauslajin selvittämiseen voidaan käyttää Reynoldsin lukua, jota voidaan verrata tapauskohtaiseen rajaan eli Reynoldsin luvun kriittiseen arvoon virtauslajien vaihtumiselle. Kriittisen arvon ylittyessä virtaus on turbulenttista, jonka kitkahäviöihin vaikuttaa myös kanavien pinnankarheus [10]. Tarvittavan öljykanavan halkaisijan d määrittämiseen käytettiin kaavaa (7), joka saadaan johtamalla kaavasta (3).

$$d = 2 * \sqrt{\frac{q_v}{\pi * v_v}} \quad (7)$$

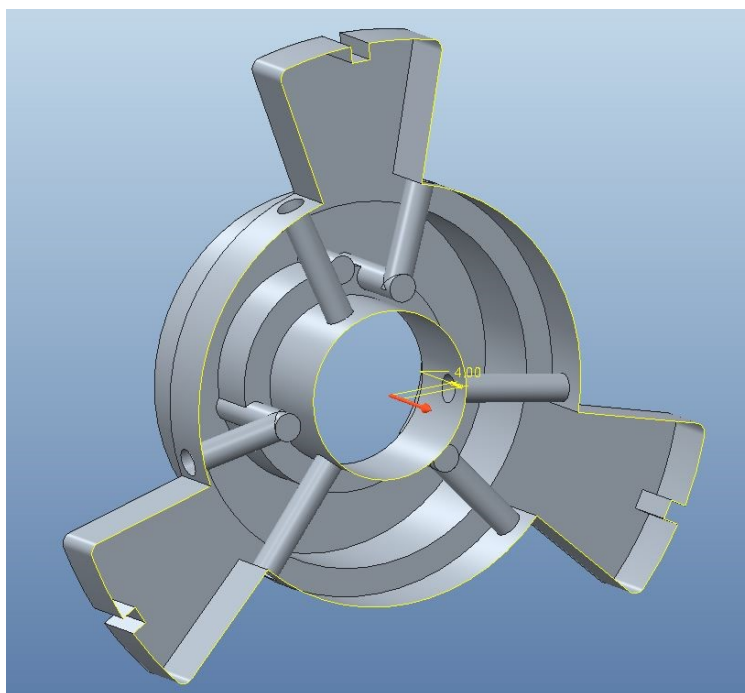
Kaavassa (7) v_v on öljyn virtausnopeus painekanavassa. Koska tilavuusvirta on jo määriteltä niin virtausnopeudelle annetaan aluksi lukuarvo, jonka perusteena käytettiin hydraulikkaan suositeltuja väliaineen virtausnopeuksia. Virtausnopeudeksi asetettiin 5 metriä sekunnissa. [10]. Tällä tavalla saatiin öljykanavan halkaisijalle arvio, joka voidaan iteroida Reynoldsin luvulla määritettyyn suuruuteen. Reynoldsin luvun kriittinen arvo valittiin ohjeartavotaulukosta, jossa lähin öljykanavaa kuvaava verrokki oli sileäseinäinen putki, jolle Reynoldsin luvun kriittinen arvo on $2000 \dots 2300$ [35]. Reynoldsin luvun R_e on kaavan (8) mukainen, jossa v on öljyn kinemaattinen viskositeetti.

$$R_e = \frac{v_v * d}{v} \quad (8)$$

Hydrauliöljynä toimiva moottoriöljy on viskositeettiluokitukseltaan 10W-40 öljyä. Öljyn lämpötila on noin 120°C kun moottori toimii käyttölämpötilassaan. Moottoriöljystä saatiin kokemuseräinen dynaaminen viskositeetti käytetyssä lämpötilassa, jota käytettiin öljykanavien mitoittamisessa. Pääöljykanavan halkaisija oli verrattaen suuri suositellulla väliaineennopeudella. Kun öljyn virtausnopeutta kasvatetaan ja tilavuusvirta pysyy muuttumattomana, niin käytännössä öljykanavan halkaisijaa pienennetään. Samalla Reynoldsin

luku kasvaa. Pääöljykanavan halkaisijaa saatiin pienennettyä hieman, menemättä turbulenttiseen virtauslajiin. Myös roottorin yksittäisten kammioiden öljykanavat olivat suhteellisen suuret virtausnopeuksien suositusten mukaisesti. Virtausnopeutta kasvattamalla päästiin hyviin kanavien halkaisijamittoihin ja pysyttiin laminaarisen virtauksen alueella, mutta huomioitavaa on myös matala painetaso, josta johtuen suositustaulukon mukaisesti ei virtausnopeutta tulisi merkittävästi kasvattaa kyseisellä tilavuusvirtamäärällä.

Kanavien suurehkojen halkaisijavaatimusten myötä nokka-akselin ja roottorin kanavien sijoittelu osoittautui haasteelliseksi. Nokka-akselille tuotavat öljykanavat suunniteltiin siten, että olisi yksi suuri kanava toisille kammioille ja kolme pienempää kanavaa toisille kammioille. Tämä toteutus vaatii paljon porauksia ja saattaa heikentää nokka-akselin rakennetta merkittävästi. Lisäksi laakeroinnin kautta tuotava öljynpaine vaatisi urien sijoittamisen laakeroinnille, jolloin hydrodynaamisesti toimivan liukulaakerin kantokyky heikkenisi. Roottoriin tehtävillä öljykanavilla on sen sijaan hyvin tilaa kuten kuvassa 19 nähdään.



Kuva 19. Roottorin aikaistavien ja jätättävien kammioiden öljykanavat.

Ajoitusmuuntimen säädön ääriasennoissa roottorin siipien toiset kyljet ja staattorin vastinseinämät ovat täysin kiinni toisissaan. Silloin väliin jäävä öljy saattaa aiheuttaa roottorin liimaantumisen ja aiheuttaa nytkähdyksen ääriasennosta pois päin säädettäessä. Saumattoman säädön takaamiseksi tehtiin staattorin seinämien kallistuskulma erilaiseksi kuin roottorin siipien kulma. Öljylle jää siten vapaata tilaa seinämien välille. Öljy ohjataan kammioihin läheltä roottorin siipien nurkkia ja staattorissa on viiste kanavan auki pysymistä varten. Kiilamainen öljytila ääriasennossa edesauttaa öljyn kulkeutumista sei-

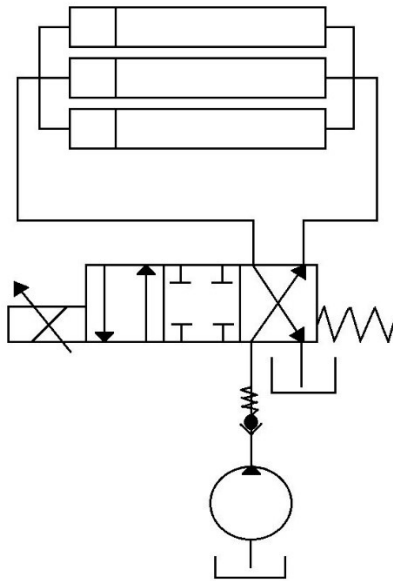
nämien välille. Seinämät ovat lyhyen matkan samansuuntaiset yhdellä roottorin seinämällä, jotta roottori voi tukeutua ääriasennossa tuota seinämää vasten. Roottori voidaan kuvitella lukituksi sen säteen suuntiin, joten sen kulkiessa ääriasentoonsa staattorin seinämiä vasten vain yksi seinämä voi taata täydellisen kosketuksen. Kuvassa 20 on esitetty roottorin ja staattorin siiven välinen geometria.



Kuva 20. Roottorin ja staattorin siipien geometria päätyasennossa.

3.3.3 Ajoitusmuuntimen hallintalaitteet

Ajoitusmuuntimen säätösuuntaa ohjataan $4/3$ suuntaproportionaaliventtiilillä. Sillä voidaan säätää tilavuusvirtaa, halutun ajoitusmuuntimen säätönopeuden mukaan, sekä liikesuuntaa. Säätö tapahtuu ohjausjännitteen säädöllä, jolloin venttiilin luistille voidaan asettaa mikä tahansa asema venttiilin rakenteessa. [10]. Suuntaventtiili on normaaliasennossaan asetettu auki ajoitusmuuntimen jättäville kammioille. Proportionaaliventtiiliin päädyttiin se tarkan tilavuusvirtasäädön myötä. Kuvassa 21 on esitelty järjestelmän ohjauskaavio. Venttiilin sijoituspaikaksi tulisi sylinterikannen kylki, jossa öljykanavan poraus on lähellä. Kuulaistukkavastaventtiili estää öljyn pääsyn vastakkaiseen suuntaan. Se on sijoitettu öljypumpun jälkeen ennen proportionaaliventtiiliä rajaamaan vain ajoitusmuuntimen hydraulikkapiirin.



Kuva 21. Ajoitusmuunninjärjestelmän hydraulikaavio. Kammiot, 4/3 proportionaaliventtiili, vastaventtiili ja öljypumppu.

Nokka-akselin asentoa seurataan nokka-akselin asentoanturilla, jonka sijoittaminen tapahtuisi nokka-akselin keskelle tai vapaaseen päähän sijoitettavalla kiekolla, jossa on tunnistusnokat anturia varten. Kampiakselilla on kyseisessä moottorissa jo valmiina kampiakselin asentotunnistin, jonka antamaa dataa verrataan moottorinohjausjärjestelmässä nokka-akselinasentoanturin dataan ja saadaan näin tieto toteutuvasta nokka-akselin ajoituksesta. Ajoitusmuuntimen rakenteeseen jätettiin myös nokka-akselin hammaspyörän asennon seuraamista varten asentoanturin mittausrakenteet, mikäli niitä halutaan hyödyntää järjestelmässä.

4. TOIMINNALLISUUSTARKASTELU

4.1 Ajoitusmuuntimen toteutettavuus

Ajoitusmuuntimen pääosat ovat staattori, roottori ja päätylevy. Staattorin valmistusmateriaaliksi voidaan valita teräs, sillä kappale on yhtenäinen hammaskehän kanssa. Materiaali on yleisesti käytössä moottoreiden ajoituspyörien materiaalina, sillä se on lujaa, sen saatavuus on hyvä ja sopivin terässeoksin saadaan hyvät karkaisuominaisuudet [4]. Hammaskehän ja staattorin yhteinen rakenne vaatii runsaasti lastuavaa työstämistä ja erityisen rakenteensa myötä saattaa rajoittaa toimittajien kykyä valmistaa kappale. Tuotteen sarjatuotantoa ajatellen voisikin olla järkevää muuttaa rakennetta vielä siten, että hammaskehä valmistettaisiin erillisenä osana ja asennettaisiin kuumentamalla hammaskehä ja asentamalla se kiilaurien avulla staattoriin, jolloin jäähtyessään liitoksesta tulisi luja. Kappaleet voitaisiin ostaa niiden valmistukseen perehtyneiltä toimittajilta.

Roottorin perusmateriaaliksi soveltuisi alumiini, sillä roottorin kappaleen keveys on tärkeä ominaisuus kiihtyvyyksien vaikuttaessa siihen käytön aikana. Alumiinikappaleen pursottaminen olisi mahdollisesti usean kappaleen valmistamisen kannalta hyvä ratkaisu, sillä pitkistä pursotuskappaleista voidaan sahata useita roottoreita. Toisaalta lastuavaa työstöä joudutaan tekemään kappaleen epäsymmetrisen muodon myötä, joten myös alumiinitangosta kokonaan lastuamalla valmistettu roottori saattaa olla edullisempi valmistaa.

Ajoitusmuuntimen päätylevyn materiaaliksi soveltuu teräs tai alumiini. Valmistuksessa on otettava huomioon päätylevyyn tulevat nokka-akselin hammasajoituksen asennon anturia varten olevat nokat, jotka anturi pystyy havaitsemaan levyn pyörivästä liikkeestä. Kappale tulisi tehdä valamalla ja koneistaa tiivistyspinta esimerkiksi tarkkuudelle Ra1,6, jolloin saadaan ilman tiivisteitä toteutuva rakenne. Lisäksi tunnistinnokat anturia varten koneistetaan esimerkiksi Ra 6,3 pinnankarheudelle.

Tavoitteena oli valmistaa ajoitusmuunnin, joka olisi mahdollisimman hyvin sijoitettavissa valmiiseen moottoriin. Moottorin perussuunnittelu haluttiin pitää mahdollisimman muuttumattomana, mutta ajoitusmuuntimen sijoittaminen valmiiseen moottoriin vaatii kuitenkin joitakin muutoksia. Haastavimmat muutokset koskevat öljynvientiä nokka-akselin läpi ajoitusmuuntimelle. Öljynpaine täytyy käytännössä johtaa nokka-akselin liuku-laakeroinnin läpi nokka-akseliin. Laakerin keston kannalta on tärkeää säilyttää sen riittävä leveys, jotta laakeri kykenee kantamaan nokka-akselin voimansiirron myötä aiheutuvan taivutusmomentin ja ettei akselin ja laakerin keskinäistä kosketusta tapahdu käyt-

tökierrosten aikana. Akselin ja laakerin välille on jäätävä riittävä öljykerros ja silloin laakeripinnalla on oltava riittävästi leveyttä akselihalkaisijaansa nähden. Lisäksi laakeri vaatii jatkuvan öljynsyötön riittävän voiteluainemäärän takaamiseksi. Kun ajoitusmuunnin pidetään halutussa asennossa, on molemmilla kanavilla vallitseva öljynpaine ja säädön aikana toinen kanavista on öljyn paluuta varten. Tilanteita, joissa voiteluöljyä ei ole riittävästi, saattaa tapahtua, kun tehdään kylmäkäynnistyksiä, eikä ajoitusmuunninta heti käytetä. Koska liukulaakeri vuotaa hieman sivuiltaan öljyä, ei keskellä oleva öljykanavan vuotaminen tapahdu kuin ajoitusmuuntimen öljykanavien uriin asti. Tällöin reunat jäisivät kuivaksi, eikä voitelua tapahdu. Todennäköisesti ajoitusmuuntimen vaatima öljy käyttö riittäisi laakeroinnille, mutta vaatisi erityistä tarkastelua, kun suunnittelu viedään konseptitasolta simulointiin ja käytännön toteutuksiin.

Ajoitusmuunninkonseptissa pidettiin nokka-akseli, jossa on imu- ja pakonokat. Nykyiseen nokka-akseliin hahmoteltiin öljykanavien vientiä ja huomattiin, että nokka-akselin rakenne kevenee runsaasti kanavien porauksien myötä siltä kohden. Samalla myös akselin rakenteen heikkenemistä voi tapahtua. Akseliin tehtävien porausten myötä, nokka-akselin taivutuksesta ja vääntömomentista aiheutuvat jännitykset saattavat kasvaa paikallisesti suuremmiksi. Konseptin jatkokehittämisen myötä myös nokka-akseli vaatisi lujuustarkastelua ja simulointia. Venttiilijajoituksesta saadut hyödyt yhden nokka-akselin moottorissa tulisi myös testata moottorin käytöllä ja testaamisella, sekä arvioida olisiko tarpeellista siirtyä samalla nokka-akselilla erikseen säädettäviin imu- ja pakonokkiin. Tällöin nokka-akselin suunnittelu vaatisi paljon muutoksia ja sen lisäksi ajoitusmuuntimen konseptia voitaisiin jatkokehittää soveltumaan uuteen nokka-akseliin. Ajoitusmuunnin voisi toimia tällöin yhdellä tai kahdella roottorilla, riippuen imu- ja pakonokkien säätötarpeesta.

Sylinterikannessa oleva öljykanava jakaa öljyn nokka-akselin laakereille ja keinuviipujen rullaseuraajille ja keskituelle. Ajoitusmuuntimen öljyntarpeen takaamiseksi sille tarvittaisiin oma kanava öljypumpulta sylinterikanteen. Kanava voitaisiin viedä suoraan proportionaaliventtiilille, jolla ajoitusmuuntimen suuntaa säädetään. Proportionaaliventtiilin asennuspotero tehtäisiin sylinterikannen sivulle, jolloin se vaatisi valuun muutoksen ja porauksen. Proportionaaliventtiilin poterosta porattaisiin kanavat nokka-akselin päätylaakerille.

Ajoitusmuuntimen säädön ohjaus sijoitetaan yhteen moottorinohjausjärjestelmän kanssa. Rinnakkaisten järjestelmien käyttäminen ei ole tarpeellista, eikä myöskään suotavaa lisääntyvän elektroniikan myötä. Moottorinohjausjärjestelmä mittaa nokka-akselin asentoanturilla perusajoitusta kiinteä-ajoituksisessa moottorissa moottorin työkierron vaiheen määrittämiseksi. Nyt järjestelmän tulee tunnistaa myös nokka-akselin todellinen kulma kampiakselin kulmaan nähden. Tästä syystä nokka-akselille lisätään myös asentoanturi seuraamaan toteutunutta asentoa. Nokka-akselin todellinen kulma täytyy mitata, jotta ajoitusmuunninta voidaan käyttää.

4.2 Ajoitusmuuntimen luotettavuus

Ajoitusmuuntimen luotettava toiminta moottorin koko kierrosalueella on perusvaatimus. Jos toimintaa ei voi taata esimerkiksi kylmäkäynnistyksissä öljyn jähmeyden takia, lukitaan staattori tappimekanismin avulla kiinteäksi. Kun roottori kääntyy staattoriin nähden, tappi pääsee lukittumaan staattorin seinämällä olevaan poraukseen ja rakenne lukittuu kiinteäksi. Tappi nousee lukitusreiästä, kun öljynpaine nousee riittävästi ja ylittää tappiin vaikuttavan jousikuorman.

Ajoitusmuunnin tulee mitoittaa kestämään moottorin käyttöiän suuruinen aika. Rakenteeseen vaikuttavat rasitukset aiheutuvat suurimmaksi osaksi nokka-akselin pyörittävästä kampiakselin vääntömomentista ja ajoitusmuuntimen säätämisestä. Nokka-akselin momenttivaihtelu aiheuttaa myös rakennetta väsyttävän vaikutuksen. Ajoitushammaskehä joutuu kovalle vaihtelevalla rasituksella, joten hammastuksen tulee kestää taipumista, naarmuuntumista, kulumista sekä väsymistä [7]. Roottorin siipien nurkkiin muodostuu käytön aikana jännityksiä, joten nurkkamuodon tulee olla pyöristetty. Sama tilanne ilmenee staattorin seinämien nurkissa. Roottorin ja nokka-akselin välinen kiinnitys tapahtuu mutterilla ja kohdistetaan oikeaan asentoon kiilalla. Kun nokka-akselia pyöritetään, niin momentti välittyy pintojen kitkan ja osittain kiilaurien ja kiilan välillä. Konseptin jatkokehittämisen myötä koko mallille tulisi tehdä lujuustarkastelu rakenteen seinämien ja muodon optimointia varten.

Ajoitusmuuntimessa staattorin ja roottorin väliset pinnat tiivistetään säteen suunnassa muovitiivistillä, jotka painuvat roottorilla ja staattorilla oleviin uriin. Tiivisteet ovat mahdollista vaihtaa, mikäli ne kuluvat ja alkavat vuotamaan. Ne pysyvät paikoillaan, kun roottori on kasattu staattoriin. Vuotaessaan ne heikentävät ajoitusmuuntimen hyötysuhdetta ja ohivirtaus aiheuttaa myös ylimääräistä lämmön muodostumista. Staattorin ja roottorin sivut on jätetty ilman erillistä tiivistettä, sillä leveyssuunnassa pintojen tolerointi ja valmistustarkkuus toteutuu paremmin kuin pyöreässä roottorin ja staattorin säteen suunnassa. Lisäksi samankeskisyyden heitto ei tuota ongelmia.

Öljyn sisältämä ilma voi vaikuttaa ajoitusmuuntimen toimintaan, jos sitä on runsaasti kammioissa. Ongelma voi ilmetä silloin kun moottori on ollut pidemmän ajan käyttämättä ja kanaviin on voinut päästä ilmaa. Kun moottori on käynnissä, ajoitusmuuntimen pyörivä liike saa kammioihin ohjatun öljyn painautumaan ulkoseinämiä vasten keskipakovoiman vaikutuksesta. Mahdollinen ilma pääsee poistumaan rakenteen akselin ja staattorin välistä, kun taas öljyn poistuminen sitä kautta on vähäistä.

5. TULOSTEN ARVIOINTI JA PÄÄTELMÄT

Tämän työn tuloksena saatiin valmis konseptimalli, jonka suunnittelu perustui laatutyökalulla tehtyyn arviointiin, moottorin asettamien reunaehtoihin ja mitoituslaskentaan. Konseptimallista on syytä kehittää jatkotutkimuksia simuloinnilla ja lujuustarkasteluilla.

5.1 QFD menetelmä ja laatutalo arviointi

Konseptimallin kehitys alkoi kehityskohteena olevan moottorin venttiilien ajoitukseen soveltuvien järjestelmien arvioimisella. QFD -järjestelmän avulla toteutettu arviointi tehtiin suunnitteluryhmässä AGCO Powerilla. Arvioinnista saatiin käyttökelpoiset tulokset ajoitusmuunnin järjestelmän valinnalle. Tuloksia tarkastelemalla huomattiin kuitenkin järjestelmien välisten erojen olevan pieniä, joten konseptiin valittu rakenne olisi voinut olla myös nykyisestä poikkeava. Nykyiseen konseptiin päädyttiin moottorirakenteen asettamien reunaehtojen pohjalta, joka tuki myös QFD tulosten linjaa. Tilavaraus oli merkittävin tekijä lopullisessa järjestelmän valinnassa, sillä venttiilikoneiston tilat osoittautuivat erittäin ahtaiksi.

5.2 Nokka-akselin ajoitusmuunnin

Nokka-akselilla käytön aikana ilmenevät vääntömomentin vaihtelut olivat saatavilla valmiina simulointidatana. Simulointituloksien graafisesta tarkastelusta oli nähtävillä jatkuvaa värähtelyä, joka johtui simulointiohjelmiston ominaisuudesta vaimentaa jousivärähtely liian hitaasti. Tämä värähtely poistettiin alipäästösuodatuksen avulla, kun asetettiin kokemusperäinen leikkaustaajuus FFT käsitellylle raakadatalle. Tarkastelusta oli huomattavissa parantunut tasaisuus momentin ja kiertokangen kulman suhteen esitettävässä kuvaajassa. Tämä oli yhden sylinterin venttiilikoneistosta simuloitua dataa, joka laskettiin 6 sylinterin moottorille resultanttina, jolloin kuvaajaan piirrettynä oli nähtävissä, että nokka-akselilla tapahtui osittain voimien keskinäistä kumoutumista. Tuloksena oli vielä suuntaansa vaihteleva momenttidata, jonka avulla pystyttiin arvioimaan ajoitusmuuntimen tuottaman vääntömomentin kykyä säätää nokka-akselin kulmaa.

Ajoitusmuuntimen staattori- ja roottorirakenne mitoitettiin tilavarauspuitteissa ja todennettiin yksinkertaisella paineen ja vääntömomentin laskennan avulla. Ajoitusmuuntimelle asetettujen tilavarausten myötä rakenne jäi hieman kapeammaksi kuin tavoite olisi ollut, mutta halkaisijan suunnassa rakenteessa oli tilaa. Tavoite olisi ollut tehdä staattorin ja roottorin välille jäävistä jätettävistä ja aikaistavista kammioista leveämpiä ja täten olisi sallittu myös halkaisijan pienentäminen. Saadut tulokset kuitenkin olivat tyydyttäviä ja konsepti osoittautui jatkokehityskelpoiseksi. Ajoitusmuuntimelle laskettiin sen tarvitsema tilavuusvirran määrä säätönopeustavoitteelle. Säätönopeustavoite oli linjassa myös

vastaavien kaupallistettujen ajoitusmuuntimien kanssa. Kolmesiiipisen roottorin vaatima tilavuusvirta oli vielä kohtuullinen ja moottorin öljypumpun tuottama tilavuusvirta riittää kattamaan tarpeen hyvin. Tosin tyhjäkäyntikiirroksilla olisi jatkokehitysmielessä syytä pohtia millainen säätönopeustarve ajoitusmuuntimelle on riittävä, sillä tilavuusvirran tuotto on silloin melko matala ja saattaa aiheutua ongelmaksi. Öljyntarve on ensisijaisesti taattava voitelujärjestelmälle. Öljykanavien mitoitus laskettiin tilavuusvirran laskentaan pohjautuen ja lähtökohtana kanavien halkaisijoiden rajoittavaksi tekijäksi asetettiin rakenteiden geometria ja Reynoldsin luvun mukaisesti laminaarisen virtauksen toteutuminen. Tulosten perusteella öljykanavista saatiin riittävän pieniä, jotta geometrian asettamat rajoitteet eivät tule vastaan. On huomioitava, että jatkokehittämisen kannalta öljynpaineen tuonti nokka-akselia pitkin vaatii moottorin perussuunnitteluun muutoksia.

5.3 Tulevaisuuden näkymät

Ajoitusmuuntimen konseptin perusteella voidaan todeta, että järjestelmä olisi mahdollista toteuttaa kehityskohteen moottoriin. Jatkokehittelynä järjestelmän soveltuvuutta tulisi arvioida myös muihin moottoriperheen moottoreihin ja mahdollisuuksien rajoissa teemmään rakenteeseen muutoksia soveltuvuuden takaamiseksi. Järjestelmä vaatii simulointia usealla eri moottorin kierrosalueella ja öljyn lämpötila-alueella, jotta sen käyttöä voidaan mallintaa ilman fyysisen mallin testaamista. Kun saadaan ajoitusmuuntimen säädön aikana tapahtuva dynaaminen tarkastelu tehtyä, voidaan optimoida mitoitus paremmaksi, jos reunaehdot sen sallivat. Moottorinohjausjärjestelmä vaatii myös ohjelmointia ja mahdollisesti tekniikkapohjaisia muutoksia sekä simulointityön. Kun simuloinnin avulla tehty optimointi on valmis, niin harkitaan testimielessä ensimmäisen fyysisen mallin tekeminen. Tehdään järjestelmästä prototyyppi ja testataan sitä käytännössä.

Proportionaalisuuntaventtiilin lopullinen sijoituspaikka tulee jatkossa määrittää. Se on konseptissa pohdittu sijoitettavaksi sylinterikannen kylkiosaan, josta on lyhyt yhteys paineöljykanavien vientiin ja hyvin vapaata tilaa. Kun ajoitusmuuntimen lopullinen öljyn tilavuusvirran tarve on määrätty, voidaan valita mitoitukseltaan sopiva suuntaventtiili, joka voidaan asentaa sylinterikannen kylkeen valumuutoksin ja porauksin toteutettuun poteroon. Jatkokehityksessä tehdään myös valinta ajoitusmuuntimen öljykanavien vientille ja käytetäänkö omaa öljykanavaa.

Ajoitusmuuntimen käytännön hyötyjä tarkasteltaisiin vielä testien aikana ja vaihtoehtoisena ratkaisuna pidettäisiin mahdollisesti nokka-akselia, jossa olisi erikseen säädettävät imu- ja pakonokat. Kaksiosaisen nokka-akselin kehittäminen vaatii kuitenkin täysin uuden konseptitarkastelun ja jatkokehityksen. Lisäksi ajoitusmuuntimen konseptin pohjalta tulisi mahdollisesti tehdä versio, jossa on erillinen säätö imu- tai pakonokille. Molempien ominaisuuksien tuonti samanaikaisesti vaatii erilaisen konseptirakenteen.

6. YHTEENVETO

Muuttuva venttiilien toiminta on laaja käsite, johon liittyy venttiilien ajoituksen muuttamisen lisäksi venttiilien nostokorkeuden ja noston keston hallinta. Erilaisin järjestelmäratkaisuoin voidaan muuttaa venttiilien toiminnan yhtä tai useampaa osa-aluetta kerrallaan. Työssä keskityttiin venttiilien ajoituksen muuttamiseen ja käsiteltiin yleisimpiä järjestelmätyyppejä, joilla venttiilien ajoitusta voidaan muuttaa. Kirjallisuusselvityksessä esityillä ajoitusmuunninjärjestelmillä voidaan muuttaa nokka-akselin vaihekulmaa kampiakselin vaihekulman suhteen tai vaikuttaa venttiilien sulkeutumisen ajankohtaan. Muutuvalla venttiilien ajoituksella on paikkansa dieselmoottorien moottorikehityksessä, kun tavoitellaan parempaa suorituskykyä ja halutaan hallita pakokaasupäästöjen muodostumista. Se toimii tukena näiden tavoitteiden saavuttamisessa, muiden moottorin järjestelmien kanssa.

Työn tärkeimpänä tavoitteena oli kehittää soveltuva ajoitusmuunnin Agco Powerin dieselmoottoriin. Aiemmasta vastaavasta laitteistosta ei ollut käytännön kokemusta, joten oli tarpeellista tutkia yleisesti käytettyjä järjestelmiä ja arvioida niiden soveltuvuutta kehityskohteena olevalle moottorille. Konseptisuunnittelu alkoi asettamalla vaatimukset kehiteltävälle ajoitusmuuntimelle. Vaatimukset perustuivat palaverissa esille tuotuihin asiakastarpeisiin, jotka olivat osa käytetyn laatuajon järjestelmän laadun talo -menetelmää. Näiden asiakastarpeiden tärkeyttä arvioitiin vielä toistensa kesken. Tämän jälkeen arvioitiin ajoitusmuunninjärjestelmien ominaisuuksia ja kykyä täyttää asetettuja vaatimuksia. Tulosten perusteella ja mallitarkastelun myötä päädyttiin nokka-akselin päähän asennettavaan hydraulisesti toimivaan roottorin ja staattorin rakenteeseen.

Käytännön suunnittelu aloitettiin asettamalla ajoitusmuuntimelle kokoluokka tilavaraukseen perustuen. Haluttiin pitää moottorin perussuunnittelu mahdollisimman muuttumattomana, joten tietyt mitoitusratkaisut valittiin käytössä olevan tilan perusteella. Suunnittelun edetessä konseptirakenne muutti muotoaan leveähköstä rakenteesta kapeaan ja suurihalkaisijaiseen rakenteeseen. Tämä ratkaisu mahdollisti paremman vääntömomentin tuoton nokka-akselin kulman muuttamiseen. Suunnittelun suurin painoarvo pidettiin konseptin osalta itse mekaanisessa rakenteessa. Kuitenkin lisäksi arvioitiin öljykanavien vientiä ja venttiiliohjauksen sijoittelua, vaikka konseptivaiheessa niille ei suunniteltu moottorirakenteeseen sijoitettavia malleja tai geometriaa. Konseptisuunnitteluun ei myöskään otettu mukaan ohjausjärjestelmän elektroniikan suunnittelua. Tärkein vaihe oli suunnitella konseptissa ajoitusmuunninjärjestelmän mekanismi.

Konseptin mukaista järjestelmää voidaan suositella jatkokehittäväksi, sillä rakenteen toiminta teoriassa selvitetiin ja ajoitusmuunnin saatiin suurimmalta osin reunaehtojen rajoitusten mukaisesti suunniteltua. Jatkokehityksen kannalta on kuitenkin puuttuttava moottorin perussuunnitteluun, joka vaatii suunnittelujaoksen panostusta, kun järjestelmä

liitetään valmiiksi suunniteltuun moottoriin. Ajoitusmuuntimen staattori- ja roottorirakennetta on mahdollista muuttaa tulevaisuudessa jatkokehityksen myötä, mutta tilarajoitteet moottorilla saattavat rajoittaa optimaalisinta kehityssuuntaa. Tulevaisuuden mahdollisten geometriamuutosten myötä nykyiseen konseptiin ei tehty toleranssein määriteltyä tarkkaa mitoitus.

Työ onnistui hyvin sille asetetuin rajauksin. Työssä saatiin selvyys siihen, että miten muuttuvalla venttiilien ajoituksella voidaan vaikuttaa dieselmoottorin toimintaan. Löydettiin erilaisia muuttuvan venttiiliajoituksen järjestelmiä ja perehdyttiin niiden toimintaperiaatteisiin. Asetettiin vaatimukset konseptoitavalle ajoitusmuuntimelle ja arvioitiin soveltuvin järjestelmätyyppi kehityskohteenä olevalle moottorille. Käytännön suunnittelussa saatiin mallinnettua moottorirakenteeseen sopiva konseptimalli, jota voidaan hyödyntää jatkokehityksessä ja sitä voidaan hyödyntää jo simuloinnissa sellaisenaan.

LÄHTEET

- [1] Matthias Bouchez, Jean Baptiste Dementhon, Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration, SAE Technical Paper 2000-01-0472
- [2] Camshaft Phasing Unit, Schaeffler, verkkosivu Saatavissa (20.8.2018): http://m.schaeffler.com/content.mobile.products/en/products/automotive/engine/vct/vct_info.html
- [3] Lou Cohen, Quality function deployment: how to make QFD work for you, Addison-Wesley, 1995
- [4] J. R. Davis, Gear Materials, Properties, and Manufacture, ASM International, 2005
- [5] Joachim Dletz, Michael Busse, Steffen Räcklebe, Smart Phasing: Need-based concepts for camshaft phasing systems, Schaeffler, Saatavissa: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2014_10_en.pdf
- [6] Oiva E. Eerola, Polttomoottorit 1, Gummerus, 1976
- [7] Milad Esmaeli, Ashwin Subramaniam, Engine Timing Geartrain Concepts and Proposals for Gear Rattle Reduction in Commercial Vehicles, Chalmers University of Technology, 2011
- [8] EU: Cars and Light Trucks, DieselNet, verkkosivu Saatavissa (4.8.2018): www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php
- [9] EU: Heavy-Duty Truck and Bus Engines, DieselNet, verkkosivu Saatavissa (4.8.2018): www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php
- [10] J. Fonselius, J. Rinkinen, M. Vilenius, Hydraulikka II, OPETUSHALLITUS, 2016
- [11] Kevin Hoag, Brian Dondlinger, Vehicular Engine Design, Springer Vienna, 2016
- [12] Honda Motor Company, Honda Introduces its HYPER VTEC, verkkosivu Saatavissa (22.9.2018): <https://world.honda.com/worldnews/1999/2990118.html>
- [13] Martin H. Howarth, The Design of High Speed Diesel Engines, Constable and Company Ltd. 10-12 Orange Street. London W.C.2, 1966

- [14] Hannu Jääskeläinen, Miller Cycle Engines, verkkosivu Saatavissa (15.4.2018): https://www.dieseln.net.com/tech/engine_miller-cycle.php
- [15] Hannu Jääskeläinen, Variable Valve Actuation (VVA), DieselNet, verkkosivu Saatavissa (23.10.2017): www.dieseln.net.com/tech/air_vva.php
- [16] Hannu Jääskeläinen, VVA Applications, DieselNet, verkkosivu Saatavissa (6.1.2018): www.dieseln.net.com/tech/air_vva_app.php
- [17] Mark E. Magee, Exhaust Thermal Management Using Cylinder Deactivation and Late Intake Valve Closing, Purdue University, Saatavissa: <https://docs.lib.purdue.edu/dissertations/AAI1565083/>
- [18] W. Addy Majewski, Diesel Catalysts, DieselNet, verkkosivu Saatavissa (17.6.2018): https://www.dieseln.net.com/tech/cat_diesel.php
- [19] W. Addy Majewski, What Are Diesel Emissions, DieselNet, verkkosivu Saatavissa (17.6.2018): www.dieseln.net.com/tech/emi_intro.php
- [20] Mechadyne International Limited, Duocam and duophase: compact, modular and versatile, Saatavissa (3.3.2018): <https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2016/03/DuoCam-and-DuoPhase-Handout.pdf>
- [21] Mikko Mäkelä, Lauri Soininen, Seppo Tuomola, Juhani Öistämö, Tekniikan kaavasto, Tammertekniikka, 2005
- [22] Christopher J. Pluta, Mark Wigsten, Braman Wing, Cam torque actuated phaser with mid position lock, US Patent 9,080,471 B2, 14.7.2015, (11.11.2017) <https://patentimages.storage.googleapis.com/2b/b5/c9/5f0be1e5af7958/US9080471.pdf>
- [23] Xin Qianfan, Diesel Engine System Design, Woodhead Publishing Ltd, 2013
- [24] Konrad Reif, Diesel Engine Management: Systems and Components, Springer Vieweg, 2014
- [25] Konrad Reif, Gasoline Engine Management, Springer Verlag, 2015
- [26] Riskien hallinta. riskien arviointimenetelmät, SFS-EN 31010, 2013
- [27] Harold A. Rothbart, CAMS: Design, Dynamics, and Accuracy, New York: Wiley, 1974
- [28] Schaeffler eRocker System: New Conceptd for Switchable Roller, verkkosivu Saatavissa (21.8.2018): <http://schaeffler-events.com/symposium/lecture/e6/index.html>

- [29] F. Smith and R. Simpson, A Camshaft Torque Actuated Vane Style VCT Phaser, SAE Technical Paper 2005-01-0764
- [30] Andreas Straub, Jens Schäfer, Joachim Dietz, Michael Busse, Mathias Boegerhausen, Quo vadis hydraulic variable camshaft phasing unit?, Schaeffler, Saatavissa: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_15_en.pdf
- [31] The impact of valve events upon engine performance and emissions, Mechadyne, Saatavissa (viitattu 28.11.2017): <https://www.mechadyne-int.com/app/uploads/2015/05/the-impact-of-variable-valve-actuation-on-engine-performance-and-emissions.pdf>
- [32] The VTEC breakthrough as of October 2004: solving a century-old dilemma, Honda Motor Company, verkkosivu Saatavissa (21.8.2018): <https://world.honda.com/automobile-technology/VTEC/> 21.8.2018
- [33] The Working Cycle of IC Engines, Mechanical World, verkkosivu Saatavissa (14.1.2018): http://mechlover.blogspot.fi/2011/10/working-cycle-of-ic-engines_22.html
- [34] Työkoneiden pakokaasupäästöjä määrää Stage-luokitus, Koneluokitus, verkkosivu Saatavissa (4.8.2018): <http://www.koneluokitus.fi/paastot.php>
- [35] R. Törnkvist, Hydrauliteknikka, K.J.Gummerus, 1973
- [36] Understanding Cam Profile Terms, Lunati, verkkosivu Saatavissa (29.4.2018): <https://www.lunatipower.com/Tech/Cams/CamProfileTerms.aspx>
- [37] Yushu Wang, Introduction to Engine Valvetrains, SAE International. R-339. Warrendale USA, 2007
- [38] Y. Wang, T. Megli, M. Haghighi, K. Peterson, A.G. Stefanopolou, Modeling and Control of Electromechanical Valve Actuator, SAE Technical Paper 2002-01-1106
- [39] Wärtsilä 46F Technology Review, Wärtsilä, Saatavissa (5.10.2018): <http://www.marineengineering.co.za/technical-information/wartsila-medium-speed-engin.pdf>
- [40] W. Addy Majewski, Diesel Particulate Filters, Dieselnet, Saatavissa (17.6.2018): <https://www.dieselnet.com/tech/dpf.php>

LIITE A: AJOITUSMUUNTIMEN MITOITUSLASKENTA

8D229 rev.2.

Vaihekulmamuuntimen tuottama vääntömomentti

$p := 2 \cdot \text{bar} = 0.2 \cdot \text{MPa}$	Nokka-akselin päätyyn tuleva öljynpaine
$R_k := 60.5 \text{ mm}$	Kammion seinämän sisäsäde
$R_r := 37.5 \text{ mm}$	Roottorin akseliseinämän ulkosäde
$L := 15 \text{ mm}$	Kammion leveys
$N_r := 3$	Roottorin siipien lukumäärä
$A := (R_k - R_r) \cdot L = 345 \cdot \text{mm}^2$	Roottorin siiven pinta-ala
$F := p \cdot A = 69 \text{ N}$	Yhden roottorisiiven tuottama työntövoima
$R_{kr} := \left(\frac{R_k + R_r}{2} \right) = 49 \cdot \text{mm}$	Kammion keskisäde (Vääntömomentin laskemista varten)
$T := F \cdot R_{kr} \cdot N_r = 10.143 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	Vaihekulmamuuntimen tuottama vääntömomentti

Säätönopeus

$$n_m := 2000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Moottorin pyörimisnopeus

$$n_{na} := \frac{n_m}{2} = 1000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Nokka-akselin pyörimisnopeus

$$t_{na} := \frac{1}{n_{na}} = 0.06 \text{ s}$$

Nokka-akselin yhteen kierrokseen kuluva aika,
kun moottorin pyörimisnopeus on 2000 rpm

Huomioimatta nokka-akselilla tapahtuvaa säätönopeuteen vaikuttavaa vääntömomentin vaihtelua, otetaan tavoitteeksi vaihekulmamuuuntimen koko säätöalueen säätöajaksi 5 moottorin työkiertoa, kun moottorin käynnin kierrosnopeus on 2000 rpm

$$t_5 := 5 \cdot t_{na} = 0.3 \text{ s}$$

Tavoitteellinen vaihekulmamuuuntimen säätöalueen säätöaika

$$\alpha := 60 \cdot \text{deg}$$

Vaihekulmamuuuntimen säätöalue

$$v := \frac{\alpha}{t_5} = 200 \cdot \frac{\text{deg}}{\text{s}}$$

Vaihekulmamuuuntimen teoreettinen säätönopeus

Arvioidaan toteutuvaa todellista säätönopeutta huomioimalla vääntömomentin vaihtelu, kun moottorin käynnin kierrosnopeus on 2000rpm

$$pcs := 720$$

Simulointidatan mittauspisteiden kokonaismäärä yhden työkierron aikana

$$pcs_{\text{filter}} := 504$$

Simulointidatasta yhdestä työkierrosta suodatettu ajoituksen muuntimen maksimi voiman alle jäävän datan mittauspisteiden lukumäärä, säätösuunta on nokka-akselin pyörimissuunnan mukainen

$$t_{na} := \frac{1}{n_{na}} = 0.06 \text{ s}$$

Nokka-akselin yhteen kierrokseen kuluva aika,
kun moottorin pyörimisnopeus on 2000 rpm

Koska ajoituksen muuntimen säätöaika on pidempi kuin nokka-akselin kierrokseen kuluva aika ja lisäksi luku menee tasan jaettaessa nokka-akselin kierrosajalla, voidaan arvioida vaikuttavan säätöaikaan seuraavasti:

$$v_{\text{posit}} := t_5 + t_5 \cdot \left(1 - \frac{pcs_{\text{filter}}}{pcs} \right) = 0.39 \text{ s}$$

Säätönopeuden arviointi pyörimissuuntaan, kun huomioidaan nokka-akselin simulointidatasta suodatetun nokka-akselin ajoitusmuuntimen maksimi säätövoiman alle jäävien mittauspisteiden ja kokonaismittauspisteiden suhde ajoitusmuuntimen säätöalueen säätämiseen kuluvaan aikaan nähden.

Öllykanavien mitoitus ja öljyn tarve

$$V_k := \frac{\alpha}{360 \cdot \deg} \cdot \pi \cdot [R_k^2 - (R_r)^2] \cdot L = 17702.87 \cdot \text{mm}^3$$

Roottorin ja staattorin rajaaman kammion
yhden sektorin tilavuus

$$V_{Nrk} := V_k \cdot N_r = 53108.624 \cdot \text{mm}^3$$

Kammion kokonaistilavuus

$$\Delta V := V_{Nrk} - 0 = 53108.624 \cdot \text{mm}^3$$

$$\Delta t := t_5 - 0 = 0.3 \text{ s}$$

$$q_v := \frac{\Delta V}{\Delta t} = 10.622 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Tarvittava tilavuusvirta säätönopeudelle

$$v_v := 5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Öljyn virtausnopeus paineöllykanavassa (perustuu suosituksiin,
p vs. Q, väliaineen virtausnopeussuositukset)

$$d := 2 \cdot \sqrt{\frac{q_v}{\pi \cdot v_v}} = 6.714 \cdot \text{mm}$$

Tarvittava pääöllykanavan(paine) halkaisija [mukaillen
jatkuvuusyhtälöstä Hydraulikka II s.7]

$$v := 16 \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

cSt senttistoke eli kinemaattinen viskositeetti

$$Re := \frac{v_v \cdot d}{v} = 2098.176$$

Reynoldsin luku

Reynoldsin luvun kriittinen arvo Re_k on pyöreälle sileäseinäiselle putkelle 2000 ... 2300 [Törnkvist R., Hydrauliteknikka, Tekniikan käsikirja 8 . Jyväskylä, K.J.Gummerus, 1973,680 s.]

$$\Delta V_1 := V_k - 0 = 17702.875 \cdot \text{mm}^3$$

$$q_{v1} := \frac{\Delta V_1}{\Delta t} = 3.541 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Tarvittava tilavuusvirta yhden kammion säätöön

$$v_{v1} := 2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Öljyn virtausnopeus paineöllykanavassa (perustuu suosituksiin,
p vs. Q, väliaineen virtausnopeussuositukset)

$$d := 2 \cdot \sqrt{\frac{q_{v1}}{\pi \cdot v_{v1}}} = 6.129 \cdot \text{mm}$$

Tarvittava yhden kammion painekanavan halkaisija [mukaillen
jatkuvuusyhtälöstä Hydraulikka II s.7]

$$Re := \frac{v_{v1} \cdot d}{v} = 766.146$$

LIITE B: AJOITUSMUUNTIMEN PIIRUSTUKSET

